



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE  
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA EN LAS  
INSTALACIONES DE PROLAC”**

**PLAZA VILLEGAS CICELA ELIZABETH.**

**TESIS DE GRADO**

Previa a la obtención del Título de:

**INGENIERA MECÁNICA**

**Riobamba – Ecuador**

**2012**

**ESPOCH**

Facultad de Mecánica

---

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS**

---

Mayo, 30 del 2012

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

**CICELA ELIZABETH PLAZA VILLEGAS.**

---

Titulada:

**“USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA EN LAS INSTALACIONES DE  
PROLAC”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

**INGENIERA MECÁNICA**

---

Ing. Geovanny Novillo A.  
DECANO FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

Ing. Ramiro Valenzuela S.  
DIRECTOR DE TESIS

---

Ing. Rodrigo Díaz B.  
ASESOR DE TESIS

# ESPOCH

Facultad de Mecánica

---

## CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** CICELA ELIZABETH PLAZA VILLEGAS.

**TÍTULO DE LA TESIS:** “USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA EN LAS  
INSTALACIONES DE PROLAC”

**Fecha de Examinación:** Mayo 30 del 2012.

### RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. Marcos Santillán G. (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Ramiro Valenzuela S. (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Rodrigo Díaz B. (ASESOR)			

\* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

**RECOMENDACIONES:** \_\_\_\_\_

---

El Presidente del Tribunal quien certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

\_\_\_\_\_  
f) Presidente del Tribunal

## **DERECHOS DE AUTORÍA**

El trabajo de grado que se presenta, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de la autora. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

---

f) CICELA ELIZABETH PLAZA VILLEGAS.

## **DEDICATORIA**

Éste trabajo está dedicado por entero a mis bebés hermosos Sebastián y Solecito, el primero por mantener aún esos ojos llenos de ternura e inocencia, y la segunda por ser mi compañera en las duras y en las más duras. También a mi esposo que gracias a su perseverancia y esfuerzo ha sido ejemplo indestructible e incansable del trabajo responsable.

**Cicela Plaza Villegas.**

## **AGRADECIMIENTO**

Te agradezco a ti mi Dios, por ser el brazo que sostiene y guía cada paso que doy a lo largo de mi vida, por ser la luz al final del camino, por eso y mucho más, gracias.

A mis padres Oscar y Cicela, por confiar y apoyarme en absolutamente todas las circunstancias por las cuales he atravesado, a mi ñaña Irina por regalarme su tiempo y palabras de aliento en los momentos de desesperanza, a Oscar mi hermano por ser parte del compromiso de vencer las adversidades.

A mi esposo, compañero y amigo Adrián, por su voz de aliento en los tiempos difíciles y por ser parte de mi vida en la búsqueda de los días felices.

A Cristina y Bertha por ser mis grandes amigas, inseparables e incansables en la lucha de llegar al final cuando comenzamos a estudiar. Al Sr. Juan Vilema, jefe de mantenimiento de "PROLAC", el cual en todo momento a dispuesto de la información que he requerido para la elaboración de este proyecto.

A mi director el Ing. Ramiro Valenzuela mis más sincero agradecimiento por su paciencia, tiempo y dedicación durante todo el proceso de formación estudiantil, a mi asesor el Ing. Rodrigo Díaz muchas gracias por su asesoría, enseñanzas y consejos valiosos en los diferentes temas de la tesis.

A Tomasito por brindarme su ayuda en el cuidado de mi Sol. Y finalmente una frase que me levanto ciento de madrugadas para poder terminar este trabajo: Mira que te mando que te esfuerces y seas valiente; no temas ni desmayes, porque el Señor tu Dios estará contigo donde quiera que vayas. Josué 1:9.

**Cicela Plaza Villegas.**

## CONTENIDO

	Pág.
<b>1. GENERALIDADES Y OBJETIVOS</b>	<b>1</b>
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Justificación técnica económica.....	2
1.3 Objetivos.....	3
1.3.1 <i>Objetivo general</i> .....	3
1.3.2 <i>Objetivos específicos</i> .....	3
<b>2. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO PRODUCTIVO.</b>	<b>4</b>
2.1 Descripción de la planta.....	4
2.2 Descripción de los principales procesos productivos.....	5
2.2.1 <i>Leche pasteurizada y homogenizada</i> .....	5
2.2.2 <i>Yogur</i> .....	12
2.2.3 <i>Queso</i> .....	13
2.3 Descripción de los sistemas existentes en la planta.....	14
2.3.1 <i>Sistema de vapor</i> .....	14
2.3.2 <i>Sistema de refrigeración</i> .....	18
2.3.3 <i>Sistema neumático</i> .....	30
2.3.4 <i>Sistema eléctrico</i> .....	32
<b>3. DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO DE LOS SISTEMAS</b>	<b>35</b>
3.1 Sistema de vapor.....	37
3.1.1 <i>Identificación de los parámetros de medición en el caldero</i> .....	37
3.1.2 <i>Proceso de combustión</i> .....	39
3.1.3 <i>Eficiencia del caldero</i> .....	51
3.1.4 <i>Flujo de vapor</i> .....	66
3.2 Sistema de refrigeración.....	68
3.2.1 <i>Banco de agua helada</i> .....	68
3.2.2 <i>Cámara de conservación de productos</i> .....	82
3.2.3 <i>Cámara de maduración de quesos</i> .....	91
3.3 Sistema neumático.....	98
3.3.1 <i>Verificación del diseño de la red de aire comprimido</i> .....	99
3.3.2 <i>Análisis de fugas</i> .....	108
3.3.3 <i>Potencia requerida</i> .....	110
3.4 Sistema eléctrico.....	113
<b>4. PLAN DE AHORRO DE ENERGÍA EN LOS DIFERENTES SISTEMAS</b>	<b>115</b>
4.1 Sistema de vapor.....	115
4.1.1 <i>Temperatura de los gases de chimenea</i> .....	115
4.1.2 <i>Exceso de aire</i> .....	118
4.1.3 <i>Fugas de vapor</i> .....	119

4.1.4	<i>Temperatura del agua de alimentación.....</i>	120
4.2	Sistema de refrigeración.....	122
4.2.1	<i>Cambio de régimen de trabajo .....</i>	122
4.3	Sistema neumático.....	131
4.3.1	<i>Dimensionamiento de la tubería.....</i>	131
4.3.2	<i>Estado de la red de tubería.....</i>	132
4.3.3	<i>Potencia requerida.....</i>	132
<b>5.</b>	<b>ANÁLISIS ECONÓMICO DEL PLAN DE AHORRO DE ENERGÍA</b>	133
5.1	Consumo de energía dentro de la empresa .....	133
5.1.1	<i>Consumo de combustible .....</i>	133
5.1.2	<i>Consumo de energía eléctrica.....</i>	135
5.2	Costo de las medidas de ahorro en los diferentes sistemas.....	142
5.2.1	<i>Sistema de vapor.....</i>	143
5.2.2	<i>Sistema de refrigeración.....</i>	146
5.2.3	<i>Sistema neumático.....</i>	147
5.3	Análisis económico.....	152
<b>6.</b>	<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	154
7.1	Conclusiones.....	154
7.2	Recomendaciones.....	157

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

### BIBLIOGRAFÍA

### LINKOGRAFÍA

### ANEXOS

### PLANOS



## LISTA DE TABLAS

		Pág.
1	Datos de la industria láctea "PROLAC" .....	5
2	Fuerza motriz del sistema eléctrico.....	33
3	Equipo de bombeo de leche.....	33
4	Equipo de bombeo de agua.....	34
5	Medición de temperaturas.....	38
6	Análisis gravimétrico del combustible.....	39
7	Calor específico de compuestos orgánicos.....	49
8	Tiempo de funcionamiento de los equipos que utilizan vapor.....	67
9	Lectura de datos durante periodo de funcionamiento.....	68
10	Diferencia de temperatura en función de la humedad relativa [2].....	83
11	Características de los equipos neumáticos.....	99
12	Longitud equivalente de accesorios en línea principal.....	105
13	Longitud equivalente de accesorios en línea de suministro.....	106
14	Tiempos medidos para cálculo de las fugas.....	109
15	Factor de potencia mes a mes.....	114
16	Consumo de energía eléctrica mes a mes.....	135
17	Consumo eléctrico en el sistema de vapor.....	136
18	Consumo eléctrico en el sistema de refrigeración.....	138
19	Consumo eléctrico en el sistema neumático.....	139
20	Consumo eléctrico de la fuerza motriz.....	140
21	Consumo eléctrico del equipo de bombeo de leche .....	141
22	Consumo eléctrico del equipo de bombeo de agua.. .....	141
23	Resumen de ahorros calculados en el sistema de vapor .....	153
24	Resumen de ahorros calculados en el sistema de refrigeración.....	153
25	Resumen de ahorros calculados en el sistema neumático.....	153

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1 Productos que elabora la empresa.....	4
2 Flujo de la leche dentro del proceso productivo .....	6
3 Esquema del flujo de leche que utiliza la planta para la pasteurización	7
4 Balanza y tina de recepción.....	8
5 Preenfriador de leche.....	9
6 Silo de almacenamiento.....	9
7 Homogenizador.....	10
8 Pasteurizador.....	10
9 Silo de almacenamiento.....	11
10 Envasadora de leche de uno y dos cabezales .....	11
11 Línea de proceso de elaboración de yogur .....	12
12 Marmita.....	12
13 Envasadora de yogur.....	13
14 Línea de de proceso de la elaboración de queso.....	13
15 Caldero pirotubular.....	15
16 Tanque de agua de alimentación.....	15
17 Bomba de alimentación de combustible .....	16
18 Tanque de almacenamiento de combustible .....	16
19 Bomba de agua de alimentación .....	17
20 Ablandador de agua.....	17
21 Compresor reciprocante VILTER.....	18
22 Condensador evaporativo VILTER.....	19
23 Evaporador inundado.....	20
24 Válvula de expansión temostática.....	21
25 Separador de aceite.....	22
26 Banco de agua helada.....	23
27 Separador de líquido.....	23
28 Tanque de almacenamiento de refrigerante.....	24
29 Agitador.....	24
30 Bomba de agua helada.....	25
31 Bomba de agua de recirculación.....	25
32 Unidad condensadora.....	26
33 Evaporadores.....	27
34 Cámara de conservación de productos .....	28
35 Tubo capilar.....	28
36 Unidad condensadora ZANOTTI.....	29
37 Cámara de maduración de quesos .....	29
38 Compresor reciprocante.....	31
39 Compresor rotativo.....	32
40 Diagnóstico energético.....	36
41 Instrumentos de medición.....	37
42 Análisis de gases en diferentes bases.....	44
43 Caldero no ideal.....	52
44 Balance SDT en el caldero.....	60
45 Diagrama h – s para vapor de agua.....	64

46	Tiempo efectivo de los equipos que consumen vapor.....	67
47	Curva $T_{tanq}$ vs $t$ .....	69
48	Ciclo de Carnot invertido funcionando como máquina frigorífica.....	70
49	Diagrama $T - s$ para el ciclo de Carnot invertido.....	70
50	Diagrama $h - s$ para ciclo ideal de refrigeración.....	72
51	Análisis energético mediante puntos.....	72
52	Diagrama del ciclo real de refrigeración.....	76
53	Factor de simultaneidad [16].....	100
54	Esquema del procedimiento para cálculo de fugas.....	109
55	Triángulo de potencias.....	113
56	Cuadro comparativo del fator de potencia mes a mes.....	115
57	Balance de energía en el tanque de condensado.....	120
58	Esquema de masa de hielo alrededor del serpentín.....	129
59	Desglose del consumo eléctrico de "PROLAC".....	142

## LISTA DE SÍMBOLOS

$T_{gc}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura de los gases de chimenea.
$T_v$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura de vapor de salida.
$T_{sc}'$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura de la carcasa del caldero.
$T_{sc}''$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura de la tapa del caldero.
$T_{cc}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura del cuarto de calderos.
$T_a$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura ambiente.
$T_{aa}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura del agua de alimentación.
$T_c$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura del condensado.
$T_{mu}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura del agua de reposición.
$C$	$\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}$	Cantidad de carbono presente en 1 kg de combustible.
$H_2$	$\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}$	Cantidad de hidrógeno presente en 1 kg de combustible.
$S$	$\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}$	Cantidad de azufre presente en el combustible.
$GE$		Gravedad específica.
$^{\circ}\text{API}$	API	Viscosidad absoluta.
$PCI$	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{comb}}}$	Poder calorífico inferior.
$A_{\text{teo-req}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}$	Aire teórico requerido.
$O_2$	$\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}$	Cantidad de oxígeno presente en 1 kg de combustible.
$EA$	%	Exceso de aire.
$O_2$	$\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}$	Oxígeno presente en los gases de combustión.
$AAS$	$\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}$	Masa de aire suministrado.
$m_{CO_2}$	$\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}$	Masa de $CO_2$ producto de la combustión del combustible.
$M_{CO_2}$	$\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$	Masa molar del $CO_2$

$M_C$	$\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$	Masa molar del C
$m_{\text{SO}_2}$	$\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}$	Masa de $\text{SO}_2$ producto de la combustión del combustible.
$M_{\text{SO}_2}$	$\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$	Masa molar del $\text{SO}_2$
$M_S$	$\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$	Masa molar de S.
$m_{\text{N}_2}$	$\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}$	Masa de $\text{N}_2$ suministrado en el aire.
$N_2$	%	Nitrógeno presente en el aire.
$m_{\text{O}_2}$	$\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}$	Masa de $\text{O}_2$ presente en los gases de chimenea.
$\% \text{O}_2$	%	Oxígeno presente en el aire.
$m_{\text{gsc}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}$	Masa de gases secos de la chimenea.
$c_{p\text{CO}_2}$	$\frac{\text{Btu}}{\text{lb} * ^\circ\text{R}}$	Calor específico del $\text{CO}_2$ .
$c_{p\text{SO}_2}$	$\frac{\text{Btu}}{\text{lb} * ^\circ\text{R}}$	Calor específico del $\text{SO}_2$ .
$c_{p\text{N}_2}$	$\frac{\text{Btu}}{\text{lb} * ^\circ\text{R}}$	Calor específico del $\text{N}_2$ .
$c_{p\text{O}_2}$	$\frac{\text{Btu}}{\text{lb} * ^\circ\text{R}}$	Calor específico del $\text{O}_2$ .
$c_{p\text{mgsc}}$	$\frac{\text{Btu}}{\text{lb} * ^\circ\text{R}}$	Calor específico medio de los gases secos de chimenea.
$c_{p_v}$	$\frac{\text{Btu}}{\text{lb} * ^\circ\text{R}}$	Calor específico del vapor de agua a la $T_{\text{gc}}$ .
$P_g$	psia	Presión de saturación del vapor a la temperatura de bulbo seco.
$L_1$	%	Pérdidas de calor debido a los gases secos de la chimenea.
$L_2$	%	Pérdida de calor debido a la presencia de $\text{H}_2$ en el combustible.
$P_{v\text{parcial}}$	psia	Presión parcial del vapor.
$\phi$	%	Humedad relativa.

$h_{fg}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	Calor latente a la presión parcial del vapor de agua.
$L_4$	%	Pérdida de calor debido a la humedad presente en el aire.
$h_f$	$\frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a}$	Factor de humedad.
$L_5$	%	Pérdidas de calor debido a la combustión incompleta.
%CO	%	Monóxido de carbono presente en los gases de chimenea.
%CO <sub>2</sub>	%	Dióxido de carbono presente en los gases de chimenea.
%P <sub>chimenea</sub>	%	Pérdidas de calor por chimenea.
$Q_{\text{pared}}'$	$\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 * \text{h}}$	Calor perdido en la carcasa debido a la radiación/convección.
$V_w$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Velocidad del viento.
$A'_c$	m <sup>2</sup>	Área de la carcasa del caldero.
$r$	m	Radio de la tapa del caldero.
$l$	m	Longitud del caldero.
$Q_{\text{carcasa}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	Calor perdido por la carcasa.
$Q_{\text{pared}}''$	$\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 * \text{h}}$	Calor perdido en la tapa debido a la radiación/convección.
$A''_c$	m <sup>2</sup>	Área de las tapas del caldero.
$Q_{\text{tapa}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	Calor perdido en las tapas.
$Q_{\text{total}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	Calor total perdido por las paredes.
%P <sub>pared</sub>	%	Pérdidas de calor por paredes.
$\dot{m}_f$	$\frac{\text{kg}_{\text{comb}}}{\text{h}}$	Masa de combustible.
$X_{aa}$	Kg	Masa de agua de alimentación que ingresa a la caldera.
SDT <sub>aa</sub>	ppm	Sólidos disueltos totales en el agua de alimentación.
$X_{\text{purga}}$	Kg	Masa de agua debido a la purga.

$SDT_{\text{purga}}$	ppm	Sólidos disueltos totales en el agua de purga.
$X_{\text{vapor}}$	Kg	Masa de vapor producido
$SDT_{\text{vapor}}$	ppm	Sólidos disueltos totales presentes en el vapor.
$\frac{X_{\text{purga}}}{X_{\text{vapor}}}$		Taza de agua de purga.
$\%P_{\text{purga}}$	%	Pérdidas por purgas.
$h_f$	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	Entalpía de líquido saturado a la presión de vapor absoluta.
$h_g$	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	Entalpía de vapor saturado a la presión absoluta.
$\eta_c$	%	Eficiencia del caldero.
$h_{aa}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	Entalpía de agua de alimentación.
$P_v$	psia	Presión vapor absoluta.
$P_{v\text{man}}$	psig	Presión de trabajo de vapor.
$P_{\text{Riobamba}_{\text{teo}}}$	psi	Presión atmosférica local teórica.
$P_{\text{CN}}$	in Hg	Presión a condiciones normales.
$Z_{\text{lugar}}$	ftOm	Altura local del lugar.
$P_{\text{Riobamba}_{\text{exp}}}$	psi	Presión atmosférica local experimental.
$\%\text{error}$	%	Error.
$P_{\text{bomba}_{\text{man}}}$	psig	Presión manométrica de la bomba.
$P_{v\text{man}}$	psig	Presión de trabajo de vapor.
$\Delta P$	psig	Caída de presión.
$\dot{m}_v$	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	Consumo de vapor.
$C. O. P_{\text{Carnot}}$		Coefficiente de funcionamiento de Carnot.
$T_{\text{evap}}$	$^{\circ}\text{K} - ^{\circ}\text{R}$	Temperatura de evaporación.
$T_{\text{cond}}$	$^{\circ}\text{K} - ^{\circ}\text{R}$	Temperatura de condensación
$P_{\text{evap}}$	kPa – psia	Presión de evaporación
$P_{\text{cond}}$	kPa – psia	Presión de condensación
$C. O. P_{\text{teor-inst}}$		Coefficiente de funcionamiento de la instalación

<b><math>h_1</math></b>	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	Entalpía a la salida del evaporador.
<b><math>h_2</math></b>	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	Entalpía a la salida del compresor.
<b><math>h_4</math></b>	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	Entalpía a la entrada del evaporador.
<b><math>\eta_{\text{teor-inst}}</math></b>	%	Eficiencia teórica de la instalación
<b><math>P_{\text{asp}}</math></b>	kPa	Presión de aspiración.
<b><math>\Delta P</math></b>	kPa	Caída de presión en la tubería de aspiración.
<b><math>\Delta T_2</math></b>	°F	Variación de temperatura.
<b><math>T_b</math></b>	°F	Temperatura en el punto b
<b><math>T_a</math></b>	°F	Temperatura en el punto a
<b><math>P_{\text{desc}}</math></b>	kPa	Presión de descarga
<b><math>\Delta P_{\text{desc}}</math></b>	kPa	Caída de presión en la línea de descarga
<b><math>v_b</math></b>	$\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$	Volumen específico en el punto b.
<b><math>v_c</math></b>	$\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$	Volumen específico en el punto c.
<b><math>n</math></b>		Exponente isoentrópico para el amoníaco.
<b><math>\eta_{\text{real-inst}}</math></b>	%	Eficiencia real de la instalación.
<b><math>T_{\text{cámara}}</math></b>	°F	Temperatura de la cámara de conservación.
<b><math>TD_{\text{evap}}</math></b>	°F	Diferencia de temperatura para evaporación.
<b><math>\Delta T_{\text{cond}}</math></b>	°C	Diferencia de temperatura para condensación.
<b><math>T_1'</math></b>	°F	Temperatura en el punto 1'
<b><math>T_1</math></b>	°F	Temperatura a la salida del evaporador.
<b><math>\eta_{\text{isoent-comp}}</math></b>	%	Eficiencia isoentrópica del compresor
<b><math>h_c</math></b>	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	Entalpía en el punto c.
<b><math>Q_t</math></b>	$\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$	Flujo de aire teórico de todos los equipos en condiciones normales
<b><math>fs</math></b>		Factor de simultaneidad.
<b><math>Q_{e1.....n}</math></b>	$\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$	Flujo volumétrico de cada equipo.



$Q_{cs}$	$\frac{m^3}{h}$	Flujo volumétrico de aire en condiciones normales.
$Q_{expan}$	$\frac{m^3}{h}$	Flujo debido a posibles expansiones.
$Q_{fug}$	$\frac{m^3}{h}$	Flujo debido a fugas.
$Q_{ca}$	$\frac{m^3}{h}$	Flujo volumétrico en condiciones actuales.
$R_{a_{teo}}$	$\frac{kg \text{ m}}{kg * ^\circ K}$	Constante particular del aire.
$\rho_{a_{Riobamba}}$	$\frac{Kg}{m^3}$	Densidad del aire en condiciones locales.
$R_{a_{exp}}$	$\frac{kg \text{ m}}{kg * ^\circ K}$	Constante universal de los gases experimental
$\dot{m}_{aire}$	$\frac{kg}{h}$	Flujo másico de aire.
$L_{eq}$	m	Longitud equivalente.
$\sum L_H$	m	Sumatoria de todas las longitudes horizontales.
$\sum L_V$	m	Sumatoria de todas las longitudes verticales.
$\sum L_{EA}$	m	Sumatoria de todas las longitudes equivalentes de accesorios.
$P_{sn}$	$\frac{kg}{cm^2}$	Presión de trabajo del sistema neumático
$T_{cond \text{ stand}}$	$^\circ K$	Temperatura ambiente a condiciones normales.
$DIF_{T_{gc}-T_{cc}}$	$^\circ C$	Diferencia de temperatura.
$\eta_c'$	%	Eficiencia del caldero a partir de las mejoras.
$\%P_{chimenea}'$	%	Pérdidas por chimenea mejoradas.
$m_f'$	$\frac{kg}{h}$	Masa de combustible mejorado.
$m_c$	kg	Masa de retorno de condensado.
$h_c$	$\frac{kcal}{kg}$	Entalpía de condensado.
$m_{mu}$	kg	Masa de agua de reposición.
$h_{mu}$	$\frac{kcal}{kg}$	Entalpía de agua de reposición.

$m_{aa}$	kg	Masa de agua de alimentación.
$h_{aa}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	Entalpía de agua de alimentación.
$h_{aa}'$	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	Entalpía de agua de alimentación a partir de las mejoras
$F_v$	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	Flujo de vapor fugado.
$d$	mm	Diámetro del orificio de la fuga.
$P_v$	$\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$	Presión de vapor.
$n_c$	rpm	Número de revoluciones de la polea del compresor.
$\phi_c$	mm	Diámetro de la polea del compresor
$\phi_m$	mm	Diámetro de la polea del motor
$n_m$	rpm	Número de revoluciones de la polea del motor.
$DP$	$\text{cm}^3$	Desplazamiento del pistón.
$\phi_p$	mm	Diámetro del pistón.
$L$	mm	Carrera del pistón.
$N$		Número de cilindros.
$VD$	$\frac{\text{m}^3}{\text{min}}$	Volumen desplazado.
$\dot{m}_r$	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	Masa de refrigerante.
$v_b$	$\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$	Volumen específico en el punto b.
$C$		Factor de espacio muerto.
$n$		Exponente de compresión politrópico.
$W_{co}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	Trabajo del compresor para proceso politrópico.
$P_{co}$	HP	Potencia teórica del compresor.
$P_{em}$	HP	Potencia en el eje del motor.
$\eta_m$	%	Eficiencia nominal del motor del compresor.
$ER$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	Efecto refrigerante.
$P_f$	$\frac{\text{kJ}}{\text{h}}$	Potencia frigorífica.

<b>V</b>	$m^3$	Volumen de agua a enfriar.
<b>h</b>	m	Altura del banco de agua helada.
<b>l</b>	m	Longitud del banco de agua helada.
<b>a</b>	m	Ancho del banco de agua helada.
<b>m<sub>a</sub></b>	kg	Masa de agua a enfriar.
<b>ρ<sub>a</sub></b>	$\frac{kg}{m^3}$	Densidad del agua.
<b>q<sub>s</sub></b>	kj	Calor sensible retirado.
<b>c<sub>p</sub>agua</b>	$\frac{kJ}{kg * ^\circ C}$	Calor específico del agua
<b>t<sub>2</sub></b>	°C	Temperatura inicial.
<b>t<sub>1</sub></b>	°C	Temperatura de congelación del producto.
<b>m<sub>ah</sub></b>	kg	Masa de agua a solidificarse.
<b>A<sub>ah</sub></b>	m <sup>2</sup>	Área que forma la capa de hielo sobre el tubo.
<b>L<sub>t</sub></b>	m	Longitud total de la tubería que forma el serpentín.
<b>d<sub>e</sub></b>	mm	Diámetro exterior del serpentín
<b>d<sub>i</sub></b>	mm	Diámetro interior del tubo del serpentín.
<b>q<sub>l</sub></b>	Kj	Calor latente.
<b>h<sub>if</sub></b>	$\frac{kJ}{kg}$	Calor latente de solidificación
<b>t</b>	h	Tiempo requerido para realizar el nuevo régimen de trabajo.
<b>\$CE<sub>T</sub></b>	$\frac{\$}{año}$	Costo del consumo anual de energía térmica.
<b>Ṽ<sub>a</sub>f</b>	$\frac{gal}{año}$	Volumen anual de combustible
<b>\$<sub>g</sub></b>	$\frac{\$}{año}$	Costo del galón de combustible.
<b>\$E<sub>v</sub></b>	$\frac{\$}{kg \text{ vapor}}$	Costo específico del kilogramo de vapor.
<b>m<sub>v</sub>anual</b>	$\frac{kg}{año}$	Consumo anual de vapor.
<b>P<sub>in</sub></b>	Kw	Potencia de entrada.
<b>V</b>	V	Voltaje medido.
<b>I</b>	A	Corriente medida.

<b><math>\cos\theta</math></b>		Factor de potencia promedio.
<b>E</b>	kw – h	Energía utilizada.
<b>t</b>	h	Horas efectivas.
<b><math>CE_E</math></b>	$\frac{\text{kw} - \text{h}}{\text{año}}$	Consumo de energía eléctrica al año.
<b><math>\\$CE_E</math></b>	$\frac{\$}{\text{año}}$	Costo del consumo de energía eléctrica.
<b><math>\\$Kw-h</math></b>	$\frac{\$}{\text{kw}}$	Costo del kilovatio hora
<b><math>\\$CE_T'</math></b>	$\frac{\$}{\text{año}}$	Costo del consumo de energía térmica mejorado.
<b><math>\dot{V}a_f'</math></b>	$\frac{\text{gal}}{\text{año}}$	Volumen de flujo de combustible mejorado.
<b>AHORRO<sub>ENERGÍA</sub></b>	$\frac{\$}{\text{año}}$	Ahorro de energía calculado
<b><math>\\$CE_E'</math></b>	$\frac{\$}{\text{año}}$	Costo del consumo de energía eléctrica mejorado.
<b><math>\\$Kw-h'</math></b>	$\frac{\$}{\text{kw} - \text{h}}$	Precio del kw – h en el horario nocturno.
<b><math>P_{\Delta P}</math></b>	$\frac{\text{HP}}{\text{psig}}$	Factor de potencia por caída de presión.
<b><math>P_{co}</math></b>	HP	Potencia total del sistema.
<b><math>Pot_{\Delta P}</math></b>	HP	Potencia por caída de presión
<b><math>\Delta P_{total}</math></b>	Psig	Caída de presión total

## **LISTA DE ABREVIACIONES**

<b>ASME</b>	Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos.
<b>PTC</b>	Código para pruebas de energía.
<b>API</b>	Instituto Americano de Petróleo.
<b>CESTTA</b>	Centro de Servicios Técnicos y Transferencia Tecnológica Ambiental.
<b>PLC</b>	Programador lógico programable.
<b>COP</b>	Coeficiente de funcionamiento.
<b>FIDE</b>	Fideicomiso para el ahorro de energía eléctrica.
<b>DEN – 2</b>	Diagnóstico energético de segundo nivel.
<b>INE</b>	Instituto Nacional de Energía.
<b>PROLAC</b>	Productora de Lácteos Chimborazo
<b>E.E.R.S.A</b>	Empresa Eléctrica Riobamba S.A.

## LISTA DE ANEXOS

<b>A</b>	Especificaciones técnicas del caldero.
<b>B</b>	Especificaciones técnicas del quemador.
<b>C</b>	Especificaciones técnicas de la bomba de combustible.
<b>D</b>	Especificaciones técnicas de la bomba de agua de alimentación.
<b>E</b>	Especificaciones técnicas del ablandador de agua.
<b>F</b>	Análisis de los gases de chimenea por el CESTTA.
<b>G</b>	Potencia del caldero.
<b>H</b>	Calor específico a temperaturas variables.
<b>I</b>	Carta psicrométrica de la ciudad de Riobamba.
<b>J</b>	Análisis del agua de alimentación por el CESTTA.
<b>K</b>	Análisis del agua de purga por el CESTTA.
<b>L</b>	Pérdidas de chimenea [7]
<b>M</b>	Exceso de aire vs % CO.
<b>N</b>	Especificaciones técnicas del compresor reciprocante.
<b>O</b>	Especificaciones técnicas de la bomba de aceite.
<b>P</b>	Especificaciones técnicas del ventilador del condensador evaporativo.
<b>Q</b>	Especificaciones técnicas de la bomba de agua del condensador.
<b>R</b>	Especificaciones técnicas del agitador.
<b>S</b>	Especificaciones técnicas de la bomba de agua helada 1.
<b>T</b>	Especificaciones técnicas de la bomba de agua helada 2.
<b>U</b>	Especificaciones técnicas de la bomba de recirculación.
<b>V</b>	Especificaciones técnicas de la unidad condensadora de la cámara de conservación.
<b>W</b>	Propiedades de saturación del R – 717.
<b>X</b>	Entropía del R – 717.
<b>Y</b>	Entalpía del R – 717.
<b>Z</b>	Ciclo ideal R – 717.
<b>AA</b>	Ciclo real R – 717.
<b>BB</b>	Propiedades de saturación del R – 22.

<b>CC</b>	Entropía del R – 22.
<b>DD</b>	Entalpía del R – 22.
<b>EE</b>	Ciclo ideal R – 22.
<b>FF</b>	Ciclo real R – 22.
<b>GG</b>	Propiedades de saturación del R – 134a.
<b>HH</b>	Entropía del R – 134a.
<b>II</b>	Entalpía del R – 134a.
<b>JJ</b>	Ciclo ideal R – 134a.
<b>KK</b>	Ciclo real R – 134a.
<b>LL</b>	Diámetro y carrera del pistón del compresor recíprocante.
<b>MM</b>	Pliego tarifario.
<b>NN</b>	Compresor recíprocante de 10 HP.
<b>OO</b>	Compresor recíprocante de 15 HP.
<b>PP</b>	Compresor recíprocante de 10 HP.
<b>QQ</b>	Compresor de tornillo de 20 HP.
<b>RR</b>	Longitud equivalente.
<b>SS</b>	Diámetros para tubería galvanizada.
<b>TT</b>	Eficiencia politrópica e isentrópica.
<b>UU</b>	Monograma de caída de presión en tuberías
<b>VV</b>	Especificaciones técnicas de la envasadora IS2.
<b>WW</b>	Especificaciones técnicas de la envasadora IS5.
<b>XX</b>	Especificaciones técnicas del homogenizador.
<b>YY</b>	Planilla de consumo eléctrico.
<b>ZZ</b>	Informe técnico para la empresa "PROLAC"

## **RESUMEN**

Se ha investigado el uso eficiente de la energía en las instalaciones de "PROLAC", con la finalidad de desarrollar un plan de ahorro energético que se pueda implementar en la empresa, para lo cual se realizó un diagnóstico energético en los sistemas de vapor, refrigeración y neumático, en base al cálculo de las eficiencias.

Con los resultados del diagnóstico energético las medidas de ahorro de energía que se plantearon fueron: la disminución de la temperatura de los gases de chimenea, la reducción del porcentaje de exceso de aire y el aumento de la temperatura del agua de alimentación en el sistema de vapor.

En el sistema de refrigeración se propuso que en el horario de baja demanda de la empresa eléctrica el equipo del banco de agua helada trabaje generando una capa de hielo alrededor del serpentín para una posterior utilización en los diferentes procesos.

En el sistema neumático se sugirió la disminución de la caída de presión a rangos económicos mediante el aumento del diámetro de la tubería de distribución secundaria de aire.

Se recomienda poner en práctica el plan de ahorro puesto que la implementación de este representa para la empresa un ahorro hasta de un 34% del gasto total al año.



## **ABSTRACT**

The efficiency use of energy at the installations of "PROLAC" has been investigated to develop an energy saving plan to be implemented at the enterprise; for this an energy diagnosis in the steam, refrigeration and pneumatic systems was carried out on the basis of efficiency calculus.

With the results of the energy diagnosis the energy saving measures stated were: the decrease of the chimney gas temperature, the reduction of the excess air percentage and the increase of the feeding water temperature in the steam system.

In the refrigeration system it was proposed that in the low – demand schedule of the electric enterprise the equipment of the frozen water bank work generating an ice layer around the coil for a further use in the different processes.

In the pneumatic system the decrease of the pressure drop to economic ranges through the increase of the secondary air distribution piping diameter was suggested.

It is recommended to put into practice the saving plan as its implementation represents up to 34% saving of the total year expenses for the enterprise.

## **CAPÍTULO I**

### **1. GENERALIDADES Y OBJETIVOS.**

#### **1.1 Antecedentes.**

En Ecuador el Gobierno Nacional ha venido desarrollando desde hace algunos años más que un régimen de ahorro energético, un plan de soberanía energética cuyo propósito se fundamenta en la creación de una cultura de uso racional y eficiente de la energía.

El Programa Nacional de Ahorro de Energía comprende varios sectores como: residencial, productivo, servicio, edificios públicos y normas de eficiencia, para la difusión de la política energética mediante proyectos estratégicos de energía.

Cuando se habla de la política energética se refiere al análisis de la demanda en función de la oferta dada por las hidroeléctricas, plantas térmicas y la interconexión que se da con los países vecinos.

Los proyectos estratégicos de energía que se ejecutan en la actualidad para aumentar la oferta energética son: la repotenciación de la Refinería de Esmeraldas, el parque eólico en la Isla Isabela en la provincia de Galápagos, la presa Mazar que ayudará a superar los problemas causados por los estiajes en la hidroeléctrica Paute, la reducción del consumo eléctrico residencial e industrial y el compromiso de las empresas para utilizar eficientemente la energía en los sistemas que intervienen en los procesos productivos dentro de las mismas.

Durante los últimos años la pequeña y mediana industria se ha ido desarrollando notablemente debido a las necesidades de la población, una de estas es el sector alimenticio.

Es así que en el año de 1971 surge en la ciudad de Riobamba una empresa productora de lácteos denominada “PROLAC”; Productora de Lácteos Chimborazo.

“PROLAC” es una empresa dedicada a la producción de leche pasteurizada y homogenizada bajo estrictas normas de calidad como NTE INEN, además elabora derivados tales como: queso y yogur en varias presentaciones a partir de la leche proveniente de las regiones aledañas de Chimborazo y Tungurahua, la cual cuenta con su propia marca para la distribución del producto.

La empresa en sus inicios se estableció con maquinaria danesa, actualmente cuenta con maquinaria italiana y francesa para los procesos de pasteurización y homogenización de la leche.

Es en “PROLAC” donde nace la necesidad de realizar un estudio sobre el uso eficiente de la energía en todos los sistemas con el fin de conocer el consumo energético real de estas instalaciones para poder dar soluciones que ayuden al ahorro energético y económico de la empresa.

## **1.2 Justificación técnica económica.**

En la actualidad el uso indebido de la energía es uno de los rubros más representativos dentro del proceso productivo de una empresa. De allí la necesidad del uso eficiente de la energía en el sector industrial.

“PROLAC”, es una empresa que para el procesamiento de la leche cuenta con varios sistemas tales como: vapor, refrigeración, neumático y eléctrico, distribuidos en los diferentes departamentos que conforman la empresa.

Son en estos sistemas en los que se encuentra la oportunidad de ahorro de energía mediante el uso eficiente de la misma.

Por lo tanto son los sistemas antes mencionados los que serán motivo de un diagnóstico energético por medio de la recolección de datos de operación, los mismos que darán como resultado el consumo de energía en cada sistema, para luego desarrollar un plan de ahorro de energía, y analizar económicamente cada una de las medidas de ahorro en los distintos sistemas que componen la planta.

El análisis del uso eficiente de la energía con lleva a la recopilación y clasificación de datos; dar propuestas de mejoras para luego tomar decisiones en materia de ahorro energético en cada uno de los sistemas que componen la empresa.

Por medio del uso eficiente de la energía se puede conseguir ahorros significativos para la empresa tales como son: reducción en el costo de la energía, posibles mejoras en la producción y la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero que destruyen el ambiente.

### **1.3      Objetivos.**

**1.3.1    *Objetivo general.***    Elaborar un plan de uso eficiente de la energía en las instalaciones de “PROLAC”

**1.3.2    *Objetivos específicos.***

Describir el proceso productivo de la empresa.

Realizar un diagnóstico energético de los sistemas de vapor, refrigeración, neumático y eléctrico.

Desarrollar un plan de ahorro energético que se pueda implementar en la empresa para el uso eficiente de la energía.

Analizar económicamente el plan de ahorro de energía aplicado en la empresa.

## CAPÍTULO II

### 2. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO PRODUCTIVO

#### 2.1 Descripción de la planta

Para realizar el estudio del uso eficiente de la energía es de vital importancia primero conocer acerca de la empresa en la que se va realizar el diagnóstico energético, por ende es allí desde donde comienza el análisis.

“PROLAC” es una empresa creada en abril de 1971, ubicada en el parque industrial de la ciudad de Riobamba, provincia de Chimborazo, dedicada a la elaboración de productos lácteos de alta calidad, utilizando la materia prima proveniente de haciendas aledañas, reactivando así la economía de la provincia.

Esta empresa produce principalmente leche homogenizada y pasteurizada de la cual se elaboran derivados como el yogur y queso.

Figura 1. Productos que elabora la empresa



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo “PROLAC”

Esta industria láctea tiene sus principales mercados en las ciudades de Guayaquil, Manta, Machala, Portoviejo, Milagro, Salinas, El Empalme, Quito, Ambato, Cuenca y

Puyo, en las cuales se distribuyen los 3650000 litros de leche que se procesan anualmente. En la tabla que se presenta a continuación se muestra información referente a la empresa analizada.

Tabla 1. Datos de la industria láctea "PROLAC"

Productora de lácteos Chimborazo "PROLAC"		
Horario de atención al cliente	08h00 a 14h00	
Horario de producción	Horas/día	11
	Días/semana	7
	Horas/año	4015
Número de trabajadores	25	
Capacidad de procesamiento anual	3650000 litros de leche/año	
Costo del consumo de energía	48503.45 \$/año	
Costo específico de energía	0.0133 \$/litro de leche procesada	

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

## 2.2 Descripción de los principales procesos productivos.

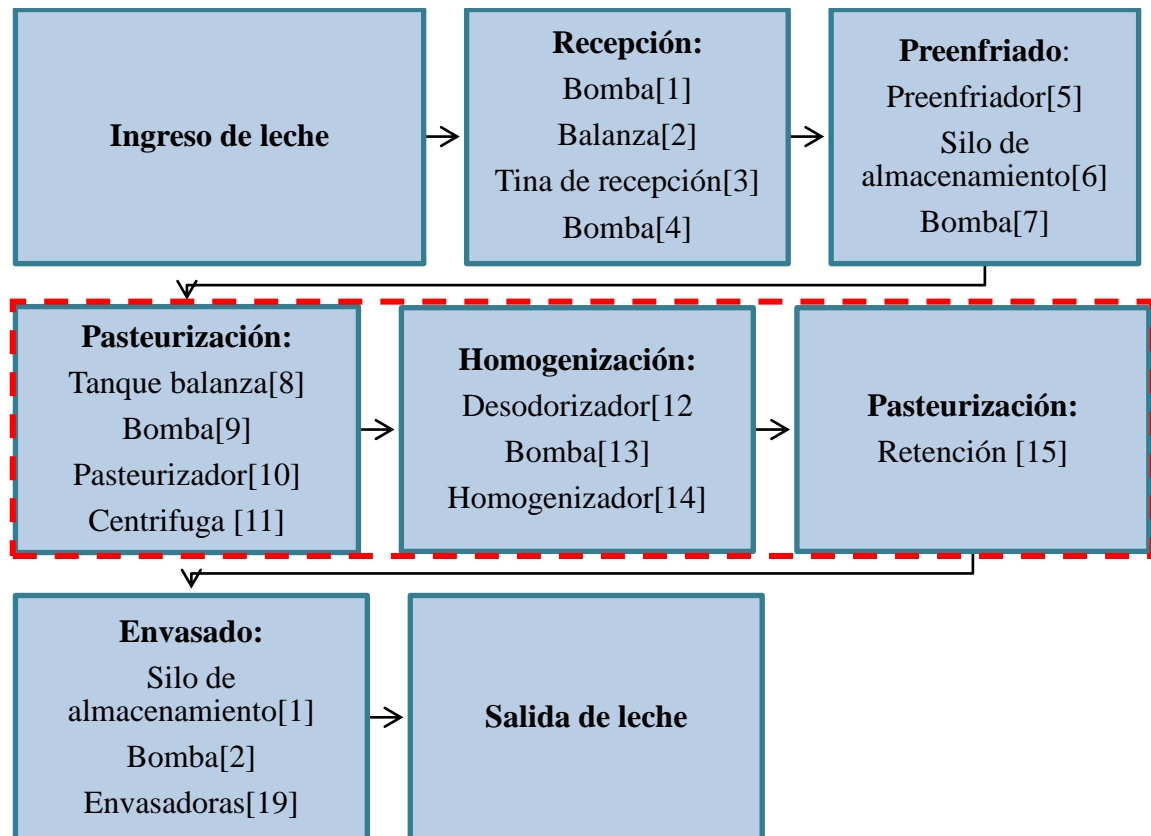
Para hacer un análisis de los procesos productivos que realiza esta industria lo primero que se debe tener en cuenta es la materia prima que se utiliza para dichos procesos, en este caso la leche.

La leche constituye una buena fuente de nutrientes esenciales como son: carbohidratos, grasas, proteínas, así como vitaminas y minerales, en las proporciones adecuadas para brindar sustento alimenticio a las personas en las primeras etapas de su vida.

**2.2.1 Leche pasteurizada y homogenizada.** La leche pasteurizada es un producto lácteo obtenido al someter la leche cruda a un proceso térmico en condiciones de temperaturas y tiempo ya establecidas, que asegura la total destrucción de los microorganismos patógenos y la casi totalidad de los microorganismos no patógenos, con fines higiénicos y de conservación, preservando al máximo las características físicas y bioquímicas del producto.

Mediante la siguiente gráfica se visualiza la línea del proceso productivo que recorre la leche para ser pasteurizada, para luego ser descrito cada componente que conforma este proceso.

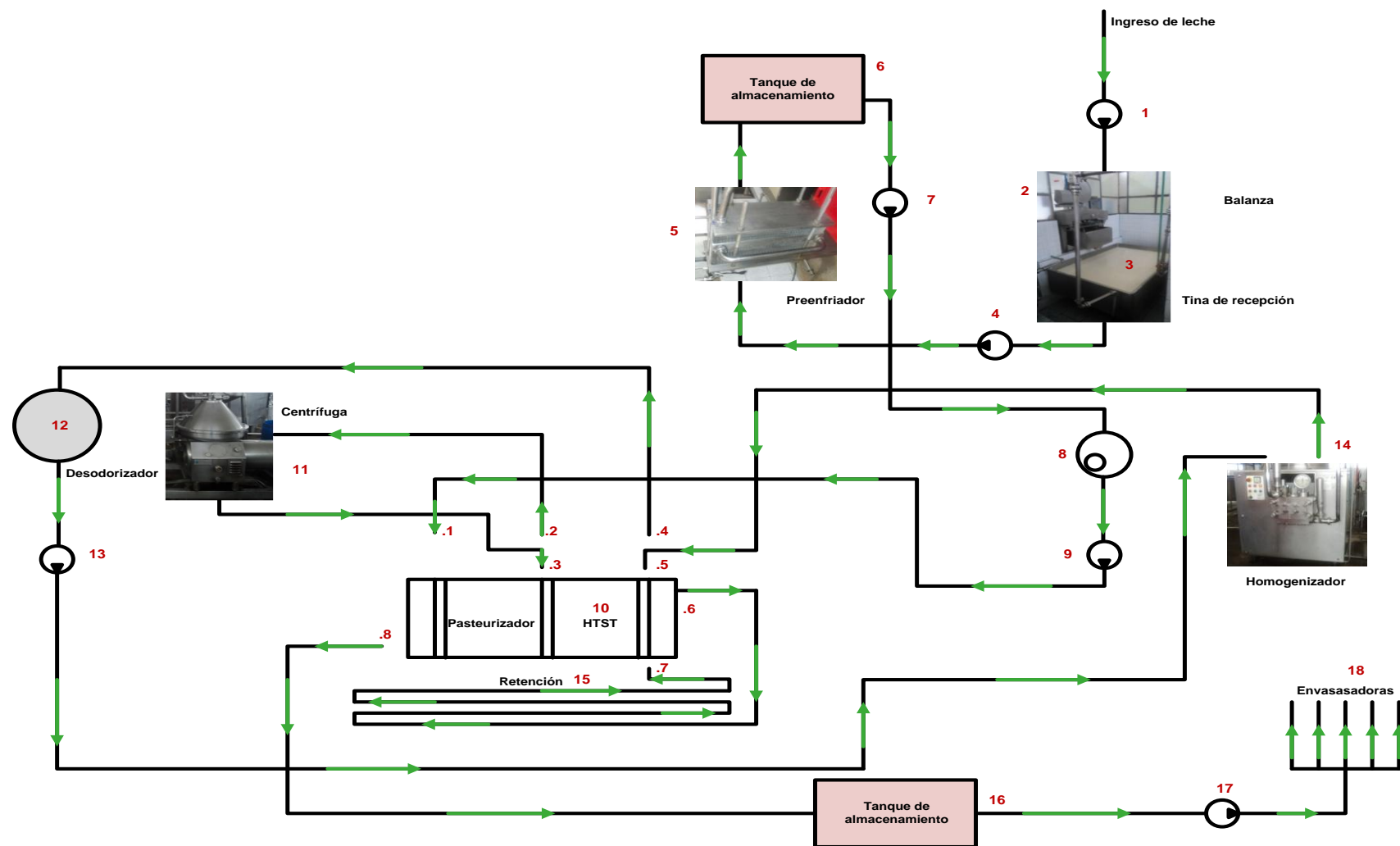
Figura 2. Flujo de leche dentro del proceso productivo



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

Para que el proceso sea más significativo en la figura que se muestra a continuación se realiza un diagrama en donde se indica la entrada y salida de la leche en cada uno de los equipos.

Figura 3. Esquema del flujo de leche que utiliza la planta para la pasteurización



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC".



A partir del gráfico ya antes presentados, ahora se realiza una descripción de cada uno de los puntos localizados en el proceso.

**2.2.1.1 Recepción.** La materia prima en este caso la leche cruda ingresa a 14°C, los proveedores ingresan la leche en sus propios vehículos mediante tanques de plástico, los cuales pasan por un proceso de lavado externo para desprender cualquier partícula de polvo que esté adherida al vehículo o al tanque y pueda contaminar el producto.

La leche ingresa en dos horarios el primero desde las 9h00 hasta 11h00, y el segundo a partir de las 19h00 hasta 21h00, inmediatamente entra al laboratorio donde se realiza un estricto control de calidad en aspectos como: acidez, porcentaje de grasa entre otras características, que definen su ingreso definitivo a la planta.

Figura 4. Balanza y tina de recepción



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

De allí pasa por la bomba (1) hasta la balanza, donde es pesada, registrada y filtrada de impurezas como yerbas, piedras, etc., para luego ser colocada en la tina, de donde es llevada para su posterior preenfriamiento.

**2.2.1.2 Preenfriamiento.** Después de haber pasado por recepción mediante la bomba de preenfriamiento (4), la leche es llevada a un intercambiador de calor de placas en donde se realiza el preenfriamiento a una temperatura de 6°C, el agua helada con que se logra este proceso proviene del banco de agua helada del sistema de refrigeración.

Figura 5. Preenfriador de leche



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

Luego es transportada al silo de almacenamiento, el cual cuenta con una capacidad de 13000 litros, para después es bombeada por la bomba de preenfriamiento (7) al proceso de producción.

Figura 6. Silo de almacenamiento



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**2.2.1.3 Pasteurización.** El proceso de pasteurización se da en tres etapas; en la primera o etapa de precalentamiento, la leche ingresa fría al intercambiador después de haber pasado por el tanque balanza y la bomba (9), esta se precalienta hasta una temperatura de  $40^{\circ}\text{C}$ , de allí la leche se dirige a la centrífuga en donde se descrema y retira la suciedad existente en el producto.

En la segunda etapa la leche retorna al intercambiador o pasteurizador, en donde aumenta su temperatura hasta la temperatura de pasteurización  $78^{\circ}\text{C}$ , para después entrar al desodorizador, aquí se extrae olores extraños que contenga la leche.

Inmediatamente es bombeada por la bomba de pasteurización (13) para luego entrar al homogenizador el cual se presenta en la siguiente figura y tiene como función principal la de micronizar las partículas del producto tratado, en este caso la leche, para mejorar su mezcla y estabilidad.

Figura 7. Homogenizador



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

Al salir del homogenizador esta se dirige a la retención, el cual es un tubo externo incluido en el propio intercambiador, aquí se retiene la leche durante 15 segundos a la temperatura de retención la cual es de 82°C mediante la cual se elimina los microorganismos existentes en la leche.

Figura 8. Pasteurizador



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

La tercera etapa de la pasteurización es la de enfriamiento, este intercambio de calor se realiza con el agua fría proveniente del banco de agua helada. La temperatura con la que sale la leche después del enfriamiento es de 3°C.

**2.2.1.4 Envasado.** Después de haber pasado por el pasteurizador esta leche es almacenada en el silo de almacenamiento, el cual tiene una capacidad de 10000 litros.

Luego de estar lista la leche, esta es llevada mediante una bomba (17) a cuatro envasadoras neumáticas, para luego ser envasadas en distintas presentaciones como: cuartos, medios y litros.

Figura 9. Silo de almacenamiento



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

Tres de las envasadoras se activan mediante mecanismos electromecánicos, la faltante cuenta con un sistema de automatización mediante PLC. Terminado el proceso de envasado la empresa cuenta con un cuarto de refrigeración que conserva el producto que no se despacha de inmediato.

Figura 10. Envasadora de leche de uno y dos cabezales

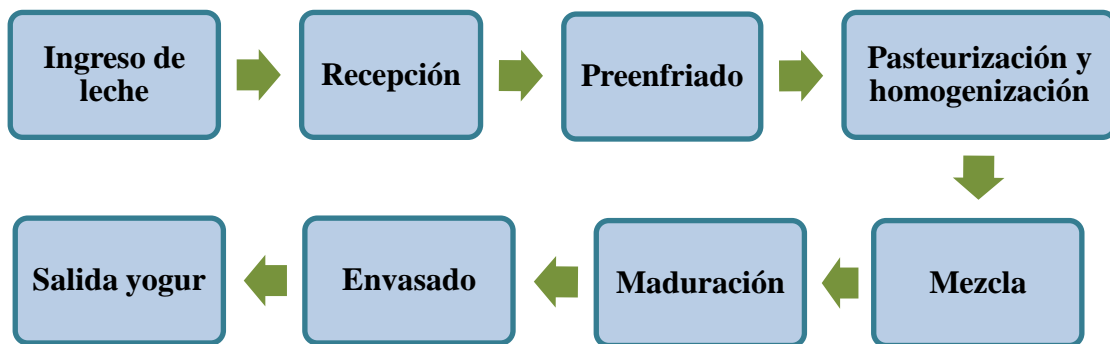


Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**2.2.2 Yogur.** El yogur es elaborado en base a leches agrias producidas por la fermentación de la lactosa, proveniente de la leche descremada, que se transforma en acido láctico, por la adición de un cultivo bacterial de microorganismos seleccionados preparados con anticipación.

En "PROLAC" la elaboración del yogur tipo II se basa en la norma INE NTE 307. La línea de proceso que se utiliza para elaborar yogur tipo II a partir de la homogenización y pasteurización de la leche es la siguiente:

Figura 11. Línea de proceso de elaboración de yogur



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

Dentro del proceso productivo se utilizan marmitas para la mezcla, maduración y coagulación del yogur respectivamente.

Figura 12. Marmitas



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

También se cuenta con una envasadora neumática para empacar presentaciones pequeñas de yogur.

Figura 13. Envasadora de yogur



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**2.2.3 Queso.** El queso es un alimento sólido concentrado que contiene prácticamente todos los nutrientes esenciales presentes en la leche entera. Este producto lácteo se obtiene de la separación del suero después de la coagulación de la leche natural, el cual está listo para el consumo después de su fabricación y no es sometido a ningún cambio físico o químico adicional.

La elaboración del queso fresco en la industria "PROLAC", está bajo la norma INE NTE 119. Para que se realice el proceso mostrado anteriormente se necesita de equipos como: una marmita, tina y prensa manual. El proceso que se sigue para la elaboración del queso fresco es la siguiente:

Figura 14. Línea de producción del queso



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

## **2.3 Descripción de los sistemas existentes en la planta**

Mediante inspecciones generales y específicas se realiza una descripción exhaustiva de los sistemas que participan en los procesos productivos dentro de la planta.

**2.3.1 Sistema de vapor.** Uno de los medios de generación de energía mediante transmisión de calor utilizado por la industria es el vapor de agua, esto debido a sus principales características; su facilidad de producción, transporte y manejo, además de que entrega energía tanto térmica como cinética, pero a pesar de las cualidades antes mencionadas estos sistemas llegan a presentar ineficiencias, que se traducen en un mayor consumo de combustible, por ende un mayor costo de producción a la empresa, por lo tanto es aquí donde comienza el análisis investigativo de éste proyecto, en el sistema de vapor.

### **Caldero**

Los calderos son intercambiadores de calor que transfieren el calor generado por los gases de combustión hacia una mezcla de agua y vapor que pasa por un proceso de calentamiento a presión constante.

Según la posición relativa de los gases y del agua los calderos se clasifican en acuatubular y pirotubular. En "PROLAC" se tiene un caldero pirotubular o tubería de fuego, en los cuales el calor es transferido mediante tubos que contienen los gases de la combustión hacia el agua en el cual están sumergidos los tubos.

El hogar de la caldera es la zona donde se lleva a cabo la combustión, aquí se encuentran los quemadores y es lugar de mayor temperatura en la caldera.

Por la posición de la chimenea se puede decir que es un caldero de tres pasos, el cual produce el vapor para la pasteurización de la leche y elaboración del yogur y queso, el combustible que usa el caldero es diesel o fuel oil N°2. Las especificaciones técnicas provenientes de la placa del caldero y del quemador se enuncian en el anexo A y B respectivamente.



Figura 15. Caldero pirotubular



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

### **Combustible.**

Los combustibles son sustancias que arden con facilidad, desprendiendo suficiente cantidad de calor para la utilización industrial [1]. En este caso en especial se utiliza combustible líquido proveniente de los derivados del petróleo como es el diesel.

### **Tanque del agua de alimentación.**

El tanque de condensado recibe dos tipos de aguas, por una parte el agua del retorno de condensado que se forma después de la utilización del vapor, si este no se contamina durante el proceso, lo normal es que se recupere para alimentar nuevamente a la caldera y por otra parte el agua proveniente del ablandador de aguas. Este tanque cuenta con las siguientes dimensiones de largo 130 cm y diámetro 60 cm.

Figura 16. Tanque de agua de alimentación



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"



### **Bomba de alimentación de combustible.**

Esta lleva el combustible proveniente del tanque de almacenamiento de combustible hacia el quemador, integrado por tuberías donde se transporta y calienta el combustible y posteriormente se realiza la mezcla del combustible con el aire, en debidas proporciones de manera que se asegure una buena combustión. Los datos técnicos se presentan en el anexo C.

Figura 17. Bomba de alimentación de combustible



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

### **Tanque de almacenamiento de combustible.**

De la cisterna de combustible la cual tiene una capacidad de 2500 galones es bombeado combustible hacia el tanque de almacenamiento para nuevamente ser bombeado hacia el caldero. Éste tiene las siguientes dimensiones: 123 cm de largo, 73 cm de ancho y 97 cm de alto.

Figura 18. Tanque de almacenamiento de combustible



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

### **Bomba de agua de alimentación.**

Este elemento del sistema de vapor es la encargada de enviar el agua del tanque de condesado a la caldera. En el anexo D se indican sus características técnicas.

Figura 19. Bomba de agua de alimentación



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

### **Ablandador de agua.**

Debido a que siempre se pierde agua en el circuito de vapor, es necesario reponerla, esto se logra mediante el agua proveniente de la red municipal o también llamada agua dura, esta agua contiene minerales disueltos en forma de iones de calcio, magnesio, hierro y manganeso. Remover estos minerales del agua es complicado a la que se le da un tratamiento para desmineralizarla y deoxidarla antes de su inyección a la caldera. En el anexo E se muestran sus características técnicas.

Figura 20. Ablandador de agua.



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**2.3.2 Sistema de refrigeración.** La refrigeración se define como la extracción de calor de una sustancia, produciendo en ella una temperatura inferior a la de sus alrededores. Entre las aplicaciones que tiene la refrigeración industrial se encuentran las lecherías, las cuales utilizan el frío en la pasteurización y conservación de productos lácteos.

En la planta de PROLAC se utiliza un sistema de refrigeración mecánica, el cual se define como la circulación continua de refrigerante a través de cinco componentes: el evaporador, compresor, condensador, válvula de expansión termostática y tuberías [2], formando así un sistema cerrado.

#### **2.3.2.1 Banco de agua helada.**

##### **Compresor.**

Es el corazón del sistema, su función consiste en aspirar el flujo de refrigerante a baja presión y temperatura proveniente del evaporador, comprimirlo y descargarlo a temperatura y presión de condensación.

El banco de agua helada utiliza un compresor reciprocante de una sola etapa, tipo abierto debido a que el motor está acoplado fuera de la carcasa, los parámetros de funcionamiento del compresor y de la bomba de aceite se describen en el anexo N y O respectivamente.

Figura 21. Compresor reciprocante VILTER



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

## Condensador

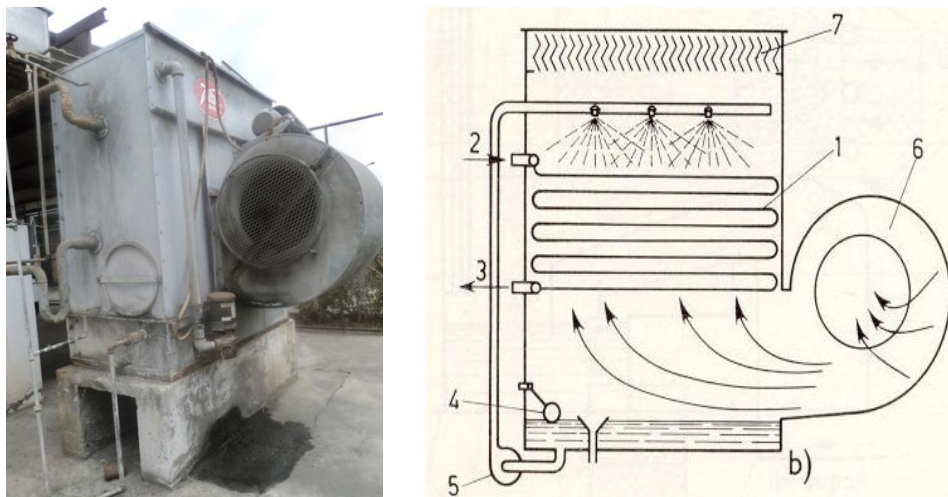
El condensador absorbe el calor que trae el vapor de refrigerante a alta presión y lo transfiere al aire o el agua, según sea el enfriamiento, el vapor de refrigerante se condensa dentro de este intercambiador, pasando a la fase líquida.

El condensador que se utiliza para el banco de agua helada es de tipo evaporativo, en este la condensación del refrigerante se ocasiona en un serpentín cuya superficie externa bañada por agua y aire.

El calor cedido por el vapor refrigerante a la película, es evacuada por el aire fuera del sistema. Con este tipo de condensador puede economizarse más de un 90% de agua que consume un condensador refrigerado por agua [2].

Los datos técnicos del condensador junto al ventilador y la bomba de agua de reposición se muestran en el anexo P y Q, respectivamente.

Figura 22. Condensador evaporativo VILTER



1. Condensador; 2. Ingreso gas refrigerante; 3. Salida líquido refrigerante; 4. Sensor de nivel;  
5. Bomba de agua de reposición; 6. Ventilador; 7 Separador de gases.

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

## **Evaporador.**

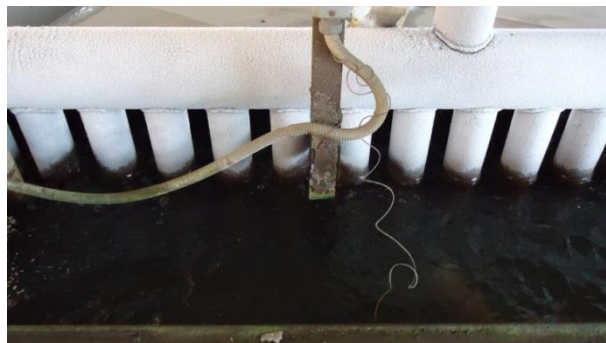
Es el elemento de la instalación donde se produce el efecto refrigerante. Es un intercambiador de calor, en el cual el calor de la cámara o lugar a enfriar pasa al interior del evaporador por efecto de la ebullición del fluido refrigerante en su interior

Para esta aplicación se utiliza un evaporador enfriador de líquido, este tipo de enfriadores en el caso del banco de agua helada es de tipo serpentín, el cual está completamente inundado del líquido a enfriar, los tubos de este evaporador están dispuestos a una cierta distancia de tal manera que se permita la libre circulación del agua cuando el espesor de hielo ha alcanzado su máximo espesor.

El almacenar calorías es útil, en situaciones en donde la utilización del frío es variable como en una pasteurizadora de leche donde el producto llega a la planta generalmente en dos horarios [2].

El serpentín está fabricado de acero negro de 1¼" cedula 40, la longitud lineal de la tubería es de 580m.

Figura 23. Evaporador inundado



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

## **Válvula de expansión termostática.**

Es un elemento el cual disminuye la presión y temperatura del refrigerante líquido proveniente del condensador, pasando a un estado de menor presión y temperatura. Al

producirse la expansión del líquido en un ambiente de menor presión, se evapora parcialmente reduciéndose la temperatura al absorber calor latente de él mismo.

Este dispositivo además regula el caudal de refrigerante en circulación, adecuándolo a la carga térmica a la que se ve sometido el sistema de refrigeración, así como a las temperaturas del medio de trabajo.

Se puede observar que VET automática puesto que mantiene la presión constante en el evaporador alimentando una mayor o menor cantidad de flujo en el evaporador, en respuesta a los cambios de carga térmica que se tengan en el mismo.

Figura 24. Válvula de expansión termostática



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

### **Separador de aceite.**

El separador de aceite es un dispositivo diseñado para separar el aceite lubricante del refrigerante, antes que entre a otros componentes del sistema y regresarlo al cárter del compresor.

Como este sistema utiliza amoníaco como refrigerante y este no es miscible con el aceite, necesariamente se debe utilizar separadores de aceite.

De otra manera, se acumularían grandes cantidades de aceite en los componentes del sistema causando algunos problemas, debido a que el aceite es más pesado que el amoníaco líquido, éste se asienta en el fondo, la separación es rápida, y en cierta forma

es una ventaja, ya que instalando válvulas en la parte baja de los componentes del sistema, se puede drenar el aceite.

Figura 25. Separador de aceite



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

### **Refrigerante.**

Un refrigerante es un producto químico líquido o gas, fácilmente licuable, que se utiliza en un sistema de refrigeración por compresión, esta sustancia puede absorber y transportar grandes cantidades de calor, lo puede hacer debido a que cambia de estado, el líquido absorbe calor cuando tiene una baja presión y cambia de fase y lo libera cuando está en alta presión y en fase gaseosa. El banco de agua utiliza amoníaco o R – 717 como se lo conoce comercialmente.

### **Fluido o producto a refrigerar.**

El agua helada que se produce aquí es utilizada para el proceso de pasteurización de la leche y enfriamiento del yogur, la temperatura del agua dentro del banco es de 2°C y del amoníaco dentro del serpentín es de –8.68 °C.

Las dimensiones del banco de hielo son: 6.3 m \* 2.4 m \* 1.2 m y está fabricado con planchas de acero negro de ¼" de espesor, reforzado con ángulos y vigas de hacer. El banco de hielo está aislado con poliuretano de 3" y forrado con plancha galvanizada de 1mm.



Figura 26. Banco de agua helada



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

### **Separador de líquido.**

Un separador de líquido o surge drums en un evaporador inundado tiene como función principal separar el líquido del gas que regresa del evaporador, para que el gas pase directamente al compresor a través de la línea de succión y devolver el líquido al evaporador para la recirculación.

Figura 27. Separador de líquido



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

### **Recipiente de líquido.**

Conocido también como acumulador de líquido, puede ser vertical u horizontal, está ubicado a la salida del condensador. El líquido que sale del condensador no va directamente al evaporador sino que se almacena en el recipiente, éste almacena una reserva de líquido para restituirlo según la demanda.



La capacidad del recipiente varía según las características de las instalaciones. Al ser un recipiente de alta presión, debe llevar sus dispositivos de seguridad para evitar que se almacenen presiones peligrosas [3]. El tanque de almacenamiento VILTER, tiene las siguientes dimensiones 16" de diámetro y 12' de largo.

Figura 28. Tanque de almacenamiento de refrigerante



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

### **Agitador.**

Este equipo por medio de las hélices sirve para mantener en movimiento el líquido, con el objeto de aumentar el rendimiento del evaporador. Las especificaciones técnicas se muestran en el anexo R.

Figura 29. Agitador



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

### **Bombas de agua helada.**

Estas bombas son las encargadas de llevar el agua helada a los diferentes procesos productivos como pasteurización, preenfriado y yogur. Los datos de placa de estas bombas se encuentran en los anexo S y T.

Figura 30. Bombas de agua helada



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

### **Bomba de agua de recirculación.**

Esta bomba se encarga de recircular el agua proveniente de la cisterna, la cual tiene las siguientes dimensiones, hasta el banco de agua helada. Los datos técnicos se muestran en el anexo U.

Figura 31. Bomba de agua de recirculación



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**2.3.2.2 Cámara de conservación de productos.** La cámara frigorífica para la conservación de productos lácteos utiliza una unidad condensadora hermética completa, la cual comprende:

- Compresor hermético reciprocante.
- Condensador de aire forzado.
- Válvulas de aspiración y descarga.
- Recipiente de líquido
- Control de aceite.

Figura 32. Unidad condensadora



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

Como se dijo anteriormente está compuesto por un compresor hermético reciprocante, en el cual el motor va acoplado directamente al compresor y ambos dentro de una unidad envolvente de acero formando una sola unidad, al estar cerrado no se puede acceder a sus elementos para realizarles mantenimiento.

Por lo general estos compresores son utilizados para sistemas de acondicionamiento de aire. Los datos técnicos de este equipo se muestran en el anexo V.

### **Evaporador.**

Las diversas aplicaciones de la refrigeración a dado lugar a diseños de algunos tipos de evaporadores dependiendo de las aplicaciones que deben cumplirse en base a temperatura y grado de humedad, en este caso se utiliza un enfriador de aire.

Esta cámara utiliza dos evaporadores de aire forzado de expansión directa marca IRIRH, modelo EBA – 200 AT, su superficie primaria tienen la forma de un serpentín de tubos construido en tubería de cobre, este material se usa para instalaciones con refrigerantes halogenados.

Además también cuenta con una distribución de laminillas de irradiación en aluminio, como superficie secundaria, dotado de moto ventiladores y aspas, los ventiladores tienen bajo nivel de ruido y alta capacidad de aire.

Figura 33. Evaporadores



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo “PROLAC”

### **Refrigerante.**

La cámara de conservación de productos lácteos utiliza Freón o R – 22, cuyo nombre químico es monoclorodifluorometano, los mismos que tienen uso restringido y en la actualidad están siendo reemplazados por mezclas que no atentan a la capa de ozono.

### **Fluido o productos a refrigerar.**

Esta cámara es utilizada para el almacenamiento de productos lácteos antes de su comercialización, está aislada con 3” de poliuretano de densidad de  $35 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ . Las dimensiones de la cámara son 6.5m de largo, 3.5m de ancho, 2.85m de altura.

La capacidad de almacenamiento de la cámara de conservación según indicó el ingeniero de producción es de 400 litros de leche, 500 litros de yogur, 50 unidades de quesos para la distribución como promedio. El equipo de frío de la cámara de

conservación se enciende a las 6:00 de la mañana y se apaga a las 16.00 horas, la temperatura de la cámara llega a un promedio de 9°C.

Figura 34. Cámara de conservación de productos



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

### **Tubo capilar.**

El dispositivo de expansión que utiliza la cámara de conservación de productos es un tubo capilar, éstos se emplean en pequeñas instalaciones en las que varía poco la carga frigorífica, principalmente en instalaciones comerciales de refrigeración, así como en acondicionamiento de aire.

El tubo capilar une el condensador con el evaporador, y es un tubo de cobre de pequeño diámetro. El fluido refrigerante al circular por el interior, sufre una caída de presión y por lo tanto de temperatura, lo que origina su expansión [3].

Figura 35. Tubo capilar



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**2.3.2.3 Cámara de maduración de quesos.** La cámara de maduración de quesos utiliza un equipo compacto marca ZANNOTTI, modelo GM monoblock.

Figura 36. Unidad condensadora ZANOTTI



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

#### **Fluido o producto a refrigerar.**

Esta cámara es utilizada para la maduración de los quesos tales como: mozzarella y maduro antes del empaquetamiento para su posterior comercialización, en promedio almacena 400 unidades. Su periodo de funcionamiento es de 14h00 hasta 8h00. Las dimensiones de la cámara son 2.55 m de largo, 3.5 m de ancho, 2.4 m de altura.

Figura 37. Cámara de maduración de quesos



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

#### **Refrigerante.**

La cámara de maduración de quesos utiliza R – 134a, el cual es un refrigerante de la familia de los halocarburos, los cuales se producen sintéticamente. El poder de

reducción de la capa de ozono ODP es cero y el potencial del efecto invernadero GEP es menor 0.1 [2].

**2.3.3 Sistema neumático.** En la actualidad el aire comprimido es una fuente de potencia importante en la industria debido a sus múltiples ventajas entre las que se tiene: sencillez en la operación, disponibilidad, facilidad en la transmisión, adaptabilidad y seguridad en el manejo de las herramientas y elementos neumáticos, esto ha propiciado la utilización de la energía de presión contenida en el aire comprimido.

El aire comprimido es aire atmosférico sometido a presión, compuesto en un 78% de nitrógeno, 21% de oxígeno y 1% de otros gases (especialmente argón).

En la planta de "PROLAC", el aire comprimido se utiliza en el funcionamiento de las envasadoras de leche y yogur, estos equipos no tienen un funcionamiento de régimen.

Un sistema neumático o de aire comprimido está constituido por dos partes: el suministro y la demanda, el primero compuesto por el compresor, motor del compresor, manómetros, tanque de almacenamiento, enfriadores y equipos de tratamiento de aire, este está formado por: filtros y secador de aire, de lo que se pudo observar el cuarto de compresores estos dos últimos equipos no constan en la planta.

Mientras que la demanda está compuesto por las líneas principales de distribución, mangueras, reguladores de presión, válvulas, lubricadores y equipo neumático.

### **Compresor.**

Es el encargado de convertir la energía mecánica de un motor, en energía potencial de aire comprimido mediante la compresión del aire desde la presión atmosférica a una presión determinada, la conexión del compresor a la red debe ser flexible para evitar la transmisión de vibraciones debidas al funcionamiento del mismo.

Para sus distintos procesos de envasado "PROLAC" utiliza aire comprimido y este es generado por distintos compresores entre los que se tiene alternativos y rotativos.

### **Compresores alternativos.**

Los compresores modelo T-30 son compresores accionados mediante motor eléctrico, de dos etapas de compresión, en éste caso la planta utiliza una presión final de 7 bares, en la primera etapa normalmente se comprime aire hasta aproximadamente 3 bares, tras lo cual se enfría. Se alimenta entonces el cilindro de la segunda etapa que comprime el aire hasta 7 bares.

Éstos compresores son refrigerados con un interenfriador entre etapas, montado sobre el tanque de almacenamiento, el cual almacena energía neumática y permite el asentamiento de partículas y humedad, además el tanque de almacenamiento tiene como función principal regular el caudal y evita cambios bruscos en la presión. Los datos técnicos de los compresores recíprocos se muestran en el anexo NN, OO y PP respectivamente.

Figura 38. Compresor recíproco



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

### **Compresores rotativos.**

El GA15 es un compresor estacionario de tornillo, de una sola etapa con inyección de aceite y accionados mediante un motor eléctrico, la refrigeración de estos compresores



se realiza por medio de aire. Este tipo de compresor, a diferencia de otros compresores, ofrece un suministro continuo de aire libre de altibajos.

Estos compresores van alojados dentro de una carrocería insonorizante, además cuentan con un regulador Elektronikon I de Atlas Copco.

Figura 39. Compresor rotativo



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

El módulo de control electrónico se halla montado en la puerta por el lado delantero, detrás de dicho panel se halla un armario eléctrico que encierra el arrancador del motor. Los datos técnicos del compresor de tornillo se indican en el anexo QQ respectivamente.

**2.3.4 Sistema eléctrico.** Mediante un análisis minucioso al sistema eléctrico se identifica que el mismo está comprendido por la fuerza motriz e iluminación, sobre este último no se hará ningún estudio puesto que todas las luminarias con las que cuenta la empresa son fluorescente (focos ahorradores), los cuales provocan un mínimo en el consumo eléctrico debido a iluminación.

Por otro lado la fuerza motriz del sistema eléctrico está compuesta por los equipos que intervienen dentro del proceso productivo, un funcionamiento ineficiente de estos equipos, son causante de pérdidas económicas para la industria debido a bajos factores de potencia.

Las fichas técnicas de los equipos que componen la fuerza motriz de este sistema se muestran en los anexos VV, WW y XX; en la siguiente tabla se muestra un resumen de éstos equipos.

Tabla 2. Fuerza motriz del sistema eléctrico

EQUIPO	N°	P <sub>OUT</sub> [HP]	P <sub>OUT</sub> [kw]	P <sub>TOTAL</sub> [Kw]
Homogenizador	1	31	23	23
Centrífuga	1	34	25	25
Envasadora IS – 1	4	5	4	16
Envasadora IS – 5	1	11	8	8
				72

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo “PROLAC”

Se debe tener en cuenta que el agua también tiene su coste en energía eléctrica, por lo que se muestra interesante su estudio en el campo eléctrico.

Para el análisis se ha dividido en bombas de leche y bombas de agua, las primeras están contruidos en acero inoxidable puesto se cumplen normas de higiene que sugiere el sector alimenticio.

Las especificaciones técnicas que se muestran en la siguiente tabla son datos proporcionados por el departamento de mantenimiento, puesto que debido a la poca accesibilidad no se pudo tomar la información técnica directamente de los equipos en este caso las bombas.

Tabla 3. Equipos de bombeo de leche

EQUIPO	N°	P <sub>OUT</sub> [HP]	P <sub>OUT</sub> [kw]	P <sub>TOTAL</sub> [Kw]
Recepción – balanza	1	1	0.745	0.745
Tina – preenfriador	1	1	0.745	0.745
Silo – tanque balanza	1	1	0.745	0.745
Tanque balanza – pasteurizador	1	1	0.745	0.745
Desodorizador – homogenizador	1	3	2.237	2.237
Silo – envasadoras	1	2	1.5	1.5
				6.737

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo “PROLAC”

Tabla 4. Equipos de bombeo de agua

<b>EQUIPO</b>	<b>N°</b>	<b>P<sub>OUT</sub>[HP]</b>	<b>P<sub>OUT</sub>[kw]</b>	<b>P<sub>TOTAL</sub> [Kw]</b>
Cisterna – planta	1	2	1.5	0.745
Agua potable	1	3	2.237	0.745
Agua natural	1	1	0.745	0.745
Agua caliente	1	1	0.745	0.745
Recirculación envasadoras	1	2	1.5	1.5
Recirculación pasteurización	1	3	2.223	1.5
				8.974

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo “PROLAC”

## **CAPÍTULO III**

### **3. DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO DE LOS SISTEMAS.**

Para analizar el uso eficiente de la energía en las instalaciones de "PROLAC" es necesario realizar un diagnóstico energético a todos los sistemas que constituyen la planta.

Un diagnóstico energético consiste en determinar el grado de eficiencia con que son utilizadas todas las formas y fuente de energía que constituyen la planta, y así poder establecer la implementación de un programa de ahorro energético, en el cual se evalúa como y donde es utilizada la misma, además se puede obtener información concreta de cuanta energía es desperdiciada [4].

Existen básicamente dos tipos de diagnóstico según su nivel de análisis, en este caso para el análisis de la planta de "PROLAC", se utiliza un Diagnóstico Energético de Segundo Nivel (DEN-2). El cual tiene como objetivo principal la obtención de balances específicos de energía en áreas y equipos intensivos en su uso, para elaborar planes potenciales de ahorro de energía sin y con inversión aplicados al proceso.

Las áreas de aplicación de un diagnóstico energético en la industria son: calderos, hornos, motores, bombas, sistemas eléctricos, turbinas, compresores y sistemas de refrigeración.

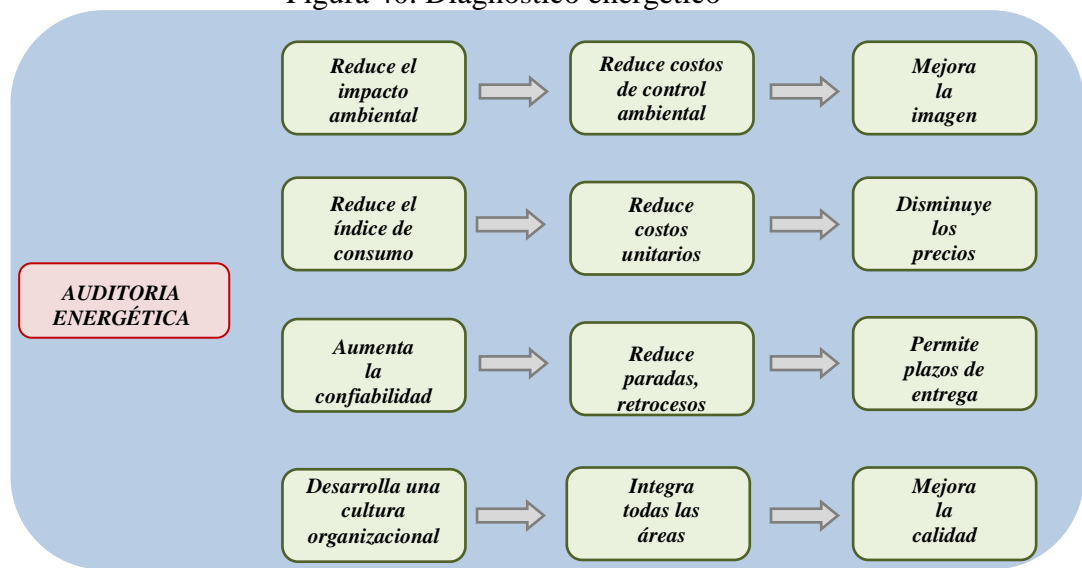
El proceso que sigue un diagnóstico energético para su aplicación dentro de una empresa es el siguiente:

- Recopilación de datos.
- Análisis de las energías útiles
- Inventario de las prestaciones de los equipos.
- Medidas y monitorización.

- Identificar las medidas potenciales de ahorro energético.
- Análisis del ahorro energético y de emisiones.
- Análisis económico y financiero.
- Informe final.

Mediante la gráfica se puede visualizar los beneficios que presenta la aplicación de un diagnóstico energético.

Figura 40. Diagnóstico energético



Fuente: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo "ESPOCH"

Algunos instrumentos que se requieren para las mediciones de campo en la realización de un diagnóstico de segundo nivel son los siguientes:

- Analizador de gases de chimenea.
- Pirómetro infrarrojo.
- Termómetros.
- Anemómetro.
- Higrómetro.

Figura 41. Instrumentos de medición



Fuente: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo "ESPOCH"

Para desarrollar un análisis de los datos recolectados en cada uno de los sistemas se considera el equipo más importante de cada sistema ya descrito en el capítulo anterior.

### 3.1 Sistema de vapor.

Siendo el caldero parte esencial en un sistema de vapor, entonces será allí donde se realiza el análisis de la eficiencia.

El funcionamiento del caldero se basa en la eficiencia y el factor de vaporización, con el tiempo estos índices tienden a disminuir debido a varios factores como son: mala combustión, falta de transferencia de calor, fallas en la operación y mantenimiento, deterioro de la calidad del combustible y del agua de alimentación, entre otros hacen que el funcionamiento del caldero no sea eficiente [5].

**3.1.1** *Identificación de los parámetros de medición en el caldero.* Las temperaturas son variables a identificarse dentro del cálculo del caldero, la temperatura de los gases de chimenea, temperatura ambiente, los porcentajes de  $\%CO_2$ ,  $\%CO$ ,  $\%O_2$ , eficiencia de la combustión y exceso de aire entre otros, se muestran en el anexo F, el cual presenta la ficha del reporte de los gases de chimenea realizador por el analizador de gases de combustión provisto por el CESTTA [6].

Los rangos de estas variables demuestran la eficiencia del quemador del caldero, por lo que los reportes acerca de estas variables se deben realizar periódicamente.

La temperatura de vapor, de la superficie del caldero y del agua de alimentación fueron datos medidos utilizando un pirómetro, teniéndose en cuenta que la temperatura de la superficie desnuda es la misma que la del fluido. Los resultados de los datos antes mencionados se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 5. Medición de temperaturas

TEMPERATURAS	DATOS OBTENIDOS
$T_{gc}$	298.8
$T_v$	158.1
$T_{sc}'$	43.3
$T_{sc}''$	63.1
$T_{cc}$	24.5
$T_a$	20.7
$T_{aa}$	32.2
$T_c$	89.3
$T_{mu}$	14.1

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

Donde:

$T_{gc}$ : Temperatura de los gases de chimenea [°C].

$T_v$ : Temperatura del vapor de salida [°C].

$T_{sc}'$ : Temperatura de la carcasa del caldero [°C].

$T_{sc}''$ : Temperatura de las tapas del caldero [°C].

$T_{cc}$ : Temperatura del cuarto de calderos [°C].

$T_a$ : Temperatura ambiente [°C].

$T_{aa}$ : Temperatura de agua de alimentación [°C].

$T_c$ : Temperatura de condensado [°C].

$T_{mu}$ : Temperatura de agua de reposición "make up" [°C].

La caldera dispone de una potencia de 60 BHP, esta se puede calcular en el anexo G, introduciendo datos como son: la superficie de calor y la capacidad de producción datos encontrados en el anexo A.

**3.1.2 Proceso de combustión.** En toda combustión, el elemento que arde se denomina combustible y el que produce la combustión, comburente. Por lo tanto una combustión es la reacción del oxígeno con diversas sustancias, en general carbono, hidrógeno y azufre, componentes esenciales de un hidrocarburo.

En forma general el material oxidable y el material oxidante, conforman los reactivos. Los gases de escape de la chimenea los cuales son resultado de la combustión se llaman producto.

**3.1.2.1 Combustible (material oxidable).** En este caso la planta para el proceso de combustión utiliza como material oxidable o combustible, diesel N°2, para los cálculos siguientes es necesario evaluar el consumo de combustible del caldero N°2, el cual cuenta con una potencia de 60 BHP y tiene una rata de consumo de 17gph, si diariamente el quemador del caldero cuenta con un tiempo de funcionamiento en horas efectivas promedio de 3.86 h, por lo tanto se tiene que el mismo consume al año un total de 24000 galones de diesel.

Las propiedades físico – químicas del combustible son de vital importancia para el análisis del combustible. El análisis gravimétrico del combustible se presenta a continuación mediante la siguiente tabla [7].

Tabla 6. Análisis gravimétrico del combustible

PROPIEDADES	DATOS OBTENIDOS
S	0.002
C	0.858
H <sub>2</sub>	0.127

Fuente: CLEAVER BROOKS. Boiler Efficiency Guide

Donde:

C: Cantidad de carbono presente en 1 kg de combustible  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$ .

H<sub>2</sub>: Cantidad de hidrógeno presente en 1 kg de combustible  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$ .

S: Cantidad de azufre presente en 1 kg de combustible  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$ .



### **Gravedad específica.**

Mediante la siguiente ecuación se relaciona la viscosidad absoluta con la gravedad específica, obteniéndose como resultado esta última.

$$GE. (60/60)^{\circ}F = \frac{141.5}{^{\circ}API + 131.5} \quad (1)$$

Donde:

GE: Gravedad específica.

$^{\circ}API$ : Viscosidad absoluta a 60°F [32°API]

$$GE. (60/60)^{\circ}F = \frac{141.5}{32 + 131.5}$$

$$GE. (60/60)^{\circ}F = 0.865$$

### **Poder calorífico.**

Es la cantidad de calor que se desprende de la combustión completa de 1 kg de combustible líquido.

La determinación del poder calorífico a nivel de laboratorio se realiza en una bomba calorimétrica, mediante la combustión de una determinada cantidad de combustible, como en la bomba calorimétrica los productos de la combustión quedan a temperatura ambiente, el vapor de agua formado se condensará cediendo el calor latente de condensación al agua del calorímetro.

En la práctica industrial el agua no se condensa, por lo tanto el poder calorífico en estas condiciones será menor que el determinado en la bomba calorimétrica. De ahí que se establece el poder calorífico superior y el inferior, siendo este último el que mejor representa las condiciones industriales, o el valor real del combustible [8]. El cual se determina mediante la ecuación.

$$PCI = 12925 - 3200 * GE. - 7000 * S \quad (2)$$

Donde:

PCI: Poder calorífico inferior del combustible  $\left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$ .

GE: Gravedad específica.

S: Cantidad de azufre presente en el combustible  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$ .

Reemplazando el %S y la GE hallada de la ecuación 1 en la ecuación 2 se obtiene:

$$PCI = 12925 - 3200 * 0.865 - 7000(0.002)$$

$$PCI = 10143 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$$

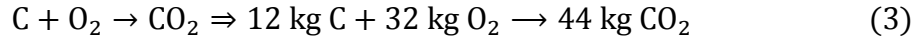
**3.1.2.2 Comburente (material oxidante).** En la mayoría de los casos el portador del oxígeno, es el aire; el nitrógeno (salvo en la generación de los  $NO_x$ ) y los demás componentes del aire no reaccionan con el combustible, por lo que en muchos cálculos no se tienen en cuenta.

Por lo tanto se necesita conocer la cantidad de aire teórico, variable que se calcula a continuación:

#### **Aire teórico requerido [5].**

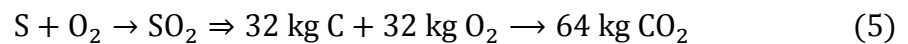
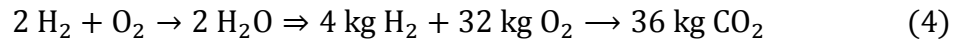
Es la cantidad de aire u oxígeno mínima necesario, para que se realice una combustión completa de 1 kilogramo de combustible; a la combustión realizada en estas condiciones se la denomina combustión, neutra, perfecta o estequiométrica. Si esto no ocurre en los productos aparece monóxido de carbono como resultado de una combustión incompleta.

Si se considera que 1 kg de combustible tiene C kg de carbono, H kg de hidrógeno y S kg de azufre, se tiene entonces que la cantidad de aire requerido para la combustión completa del carbono, responde a la siguiente reacción:



Es decir C kg de carbono necesitan  $\frac{32}{12}$  kg O<sub>2</sub> para realizar una combustión perfecta.

De igual forma para el hidrógeno y azufre presentes en el combustible, la cantidad de aire requerido para la combustión estequiométrica se deduce de las siguientes expresiones:



Entonces H kg de hidrógeno necesitan  $\frac{32}{4}$  kg O<sub>2</sub> para realizar una combustión perfecta, así mismo S kg de hidrógeno necesitan  $\frac{32}{32}$  kg O<sub>2</sub>.

Si la composición del aire en peso es de 23% de oxígeno y 77% de nitrógeno resulta que 1 kg O<sub>2</sub> equivale a  $\frac{100}{23} = 4.35$  kg de aire, por lo que el peso de aire mínimo requerido para quemar 1 kg de combustible viene dado por:

$$A_{\text{teo-req}} = \frac{100}{23} * 32 \left( \frac{C}{12} + \frac{H_2}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O_2}{32} \right) \quad (6)$$

Se debe entender que la expresión  $\frac{O_2}{32}$  es el oxígeno contenido en el combustible, resolviendo la ecuación anterior se obtiene:

$$A_{\text{teo-req}} = (11.6 * C) + \left\{ 34.8 * \left( H_2 - \frac{O_2}{8} \right) \right\} + (4.35 * S) \quad (7)$$

Donde:

$A_{\text{teo-req}}$ : Aire teórico requerido  $\left[\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}\right]$ .

C: Carbono contenido en 1kg de combustible  $\left[\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}\right]$ .

$H_2$ : Hidrógeno contenido en 1kg de combustible  $\left[\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}\right]$ .

$O_2$ : Oxígeno contenido en 1kg de combustible  $\left[\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}\right]$ .

S: Azufre contenido en 1kg de combustible  $\left[\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}\right]$ .

$$A_{\text{teo-req}} = (11.6 * 0.858) + \left\{ 34.8 * \left( 0.127 - \frac{0}{8} \right) \right\} + (4.35 * 0.002)$$

$$A_{\text{teo-req}} = 14.38 \left[\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}\right]$$

### Exceso de aire.

Se denomina exceso de aire a la cantidad de aire que se introduce por encima de la cantidad de aire teórico correcta para asegurar una combustión completa, por lo general se lo expresa en porcentaje. La cantidad de  $O_2$  presente en los gases de combustión se obtiene del anexo F, éste valor se reemplaza en la siguiente ecuación.

$$EA = \frac{\%O_2}{21 - \%O_2} * 100 \quad (8)$$

Donde:

EA: Exceso de aire [%].

$O_2$ : Oxígeno presente en los gases de combustión  $\left[\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}\right]$ .

$$EA = \frac{10.88}{21 - 10.88} * 100$$

$$EA = 107.5\%$$

### Masa de aire actual suministrado.

$$AAS = \left(1 + \frac{EA}{100}\right) * A_{\text{teo-req}} \quad (9)$$

Donde:

AAS: Masa de aire suministrado  $\left[\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}\right]$ .

EA: Exceso de aire [%].

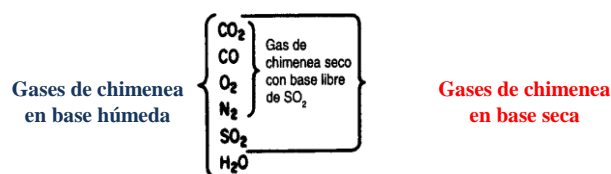
$A_{\text{teo-req}}$ : Aire teórico requerido  $\left[\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}\right]$ .

$$AAS = \left(1 + \frac{107.5}{100}\right) * 14.38 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}$$

$$AAS = 29.8 \left[\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}\right]$$

**3.1.2.3 Gases de chimenea (productos de la combustión).** Los gases que resultan del proceso de combustión pueden ser en base húmeda o seca, en este caso el cálculo requiere de los gases secos los cuales se definen como los gases producto de la combustión sin incluir el vapor de agua. En la siguiente figura se representan los gases de chimenea en diferentes bases.

Figura 42. Análisis de gases en diferentes bases



Fuente: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo "ESPOCH"

Para determinar mejor el cálculo se realiza un análisis individual de los componentes que conforman los gases de la chimenea

### Masa de dióxido de carbono.

Si la ecuación de la masa del dióxido de carbono se la representa en función de la masa molar de los compuestos se obtiene lo siguiente:

$$m_{CO_2} = \frac{C * M_{CO_2}}{M_C} \quad (10)$$

Donde:

$m_{CO_2}$ : Masa de  $CO_2$  producto de la combustión del combustible  $\left[ \frac{kg}{kg_{comb}} \right]$ .

C: Carbono contenido en 1kg de combustible  $\left[ \frac{kg}{kg_{comb}} \right]$ .

$M_{CO_2}$ : Masa molar del  $CO_2$   $\left[ \frac{kg}{kmol} \right]$ .

$M_C$ : Masa molar del C  $\left[ \frac{kg}{kmol} \right]$ .

$$m_{CO_2} = \frac{0.858 \frac{kg\ C}{kg_{comb}} * 44 \frac{kg\ CO_2}{kmol}}{12 \frac{kg\ C}{kmol}}$$

$$m_{CO_2} = 3.146 \left[ \frac{kg\ CO_2}{kg_{comb}} \right]$$

### **Masa de dióxido de azufre.**

De igual manera para el cálculo de la masa de los demás compuestos de los gases secos de chimenea.

$$m_{SO_2} = \frac{S * M_{SO_2}}{M_S} \quad (11)$$

Donde:

$m_{SO_2}$ : Masa de  $SO_2$  producto de la combustión del combustible  $\left[ \frac{kg}{kg_{comb}} \right]$ .

S: Azufre contenido en 1kg de combustible  $\left[ \frac{kg}{kg_{comb}} \right]$ .

$M_{SO_2}$ : Masa molar del  $SO_2$   $\left[ \frac{kg}{kmol} \right]$ .

$M_S$ : Masa molar del S  $\left[ \frac{kg}{kmol} \right]$ .

$$m_{SO_2} = \frac{0.002 \frac{\text{kg S}}{\text{kg}_{\text{comb}}} * 64 \frac{\text{kg SO}_2}{\text{kmol}}}{32 \frac{\text{kg S}}{\text{kmol}}}$$

$$m_{SO_2} = 0.004 \left[ \frac{\text{kg SO}_2}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$$

### **Masa para el nitrógeno suministrado en el aire:**

El cálculo de la masa de gases secos de la chimenea utiliza el análisis gravimétrico del aire, es decir que si se toma 100 kg de aire, 23 kg son de oxígeno y 77 kg de nitrógeno.

$$m_{N_2} = \frac{AAS * N_2}{100} \quad (12)$$

Donde:

$m_{N_2}$ : Masa de  $N_2$  suministrado en el aire  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$ .

AAS: Masa de aire suministrado  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$ .

$N_2$ : Nitrógeno presente en el aire [77%].

$$m_{N_2} = \frac{29.8 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}} * 77\%}{100\%}$$

$$m_{N_2} = 22.946 \left[ \frac{\text{kg N}_2}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$$

### **Masa de oxígeno presente en el aire.**

$$m_{O_2} = \frac{O_2 * \%O_2}{100} \quad (13)$$

Donde:

$m_{O_2}$ : Masa de  $O_2$  presente en los gases de chimenea  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$ .

%O<sub>2</sub>: Oxígeno presente en el aire [23%].

$$m_{O_2} = \frac{10.88 \frac{\text{kg } O_2}{\text{kg}_{\text{comb}}} * 23\%}{100\%}$$

$$m_{O_2} = 2.5 \left[ \frac{\text{kg } O_2}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$$

### **Masa de gases secos de la chimenea.**

Por lo tanto la masa de gases seco de la chimenea viene dado en forma general por:

$$\begin{aligned} m_{\text{gsc}} = & \text{Productos de la combustión del combustible (CO}_2 + \text{SO}_2) \\ & + \text{N}_2 \text{ Suministrado en la masa actual de aire} \\ & + \text{O}_2 \text{ Presente en los gases de chimena producto de la combustión} \end{aligned} \quad (14)$$

Por lo tanto se tiene que la masa de gases secos de chimenea en forma más detallada se expresa de la siguiente manera:

$$m_{\text{gsc}} = m_{\text{CO}_2} + m_{\text{SO}_2} + m_{\text{N}_2} + m_{\text{O}_2} \quad (15)$$

Donde:

$m_{\text{gsc}}$ : Masa de gases secos de la chimenea  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$ .

$m_{\text{CO}_2}$ : Masa de CO<sub>2</sub> producto de la combustión del combustible  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$ .

$m_{\text{SO}_2}$ : Masa de SO<sub>2</sub> producto de la combustión del combustible  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$ .

$m_{\text{N}_2}$ : Masa de N<sub>2</sub> suministrado en el aire  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$ .

$m_{\text{O}_2}$ : Masa de O<sub>2</sub> presente en los gases de chimenea  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$ .

Entonces reemplazando en la ecuación 15, los valores encontrados en las ecuaciones 10, 11, 12 y 13 se obtiene la masa de gases secos de chimenea.



$$m_{\text{gsc}} = 3.146 \left[ \frac{\text{kg CO}_2}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right] + 0.004 \left[ \frac{\text{kg SO}_2}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right] + 22.946 \left[ \frac{\text{kg N}_2}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right] + 2.5 \left[ \frac{\text{kg O}_2}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$$

$$m_{\text{gsc}} = 28.6 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$$

### **Calor específico medio de los gases de chimenea.**

Este se determina de acuerdo a la composición de los gases secos de chimenea y por medio de las ecuaciones mostradas en el anexo M, las cuales se encuentran en función de la temperatura de los gases de chimenea [9], se toma como ejemplo de cálculo el calor específico del CO<sub>2</sub>.

$$c_{\text{pCO}_2} = 0.368 - \frac{148.4}{T_{\text{gc}}} + \frac{3.2 * 10^4}{T_{\text{gc}}^2} \quad (16)$$

Donde:

$c_{\text{pCO}_2}$ : Calor específico del CO<sub>2</sub>  $\left[ \frac{\text{Btu}}{\text{lb} * ^\circ\text{R}} \right]$ .

$T_{\text{gc}}$ : Temperatura de gases de chimenea  $[^\circ\text{R}]$ .

$$c_{\text{pCO}_2} = 0.368 - \frac{148.4}{1029.51} + \frac{3.2 * 10^4}{1029.51^2}$$

$$c_{\text{pCO}_2} = 0.254 \left[ \frac{\text{Btu}}{\text{lb} * ^\circ\text{R}}, \frac{\text{kcal}}{\text{kg} * ^\circ\text{K}} \right]$$

En la tabla que se muestra a continuación se presentan los valores de calor específico calculados mediante el procedimiento anterior para cada componente de los gases secos de chimenea.

Tabla 7. Calor específico de compuestos orgánicos

GASES DE CHIMENEA	$c_p(\text{kcal/kg} \cdot ^\circ\text{K})$
$\text{CO}_2$	0.25405
$\text{SO}_2$	0.18461
$\text{N}_2$	0.25681
$\text{O}_2$	0.23891

Fuente: FAIRES, T. Termodinámica Aplicada

Por lo tanto después de obtener los  $c_p$  para cada compuesto y utilizando la ecuación 17 se obtiene el calor específico medio para los gases secos de chimenea [8].

$$c_{p_{\text{gsc}}} = \frac{(m_{\text{CO}_2} * c_{p_{\text{CO}_2}}) + (m_{\text{SO}_2} * c_{p_{\text{SO}_2}}) + (m_{\text{N}_2} * c_{p_{\text{N}_2}}) + (m_{\text{O}_2} * c_{p_{\text{O}_2}})}{m_{\text{gsc}}} \quad (17)$$

Donde:

$c_{p_{\text{gsc}}}$ : Calor específico medio de los gases secos de chimenea  $\left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$ .

$m_{\text{CO}_2}$ : Masa de  $\text{CO}_2$  producto de la combustión del combustible  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$ .

$c_{p_{\text{CO}_2}}$ : Calor específico del  $\text{CO}_2$   $\left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$ .

$m_{\text{SO}_2}$ : Masa de  $\text{SO}_2$  producto de la combustión del combustible  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$ .

$c_{p_{\text{SO}_2}}$ : Calor específico del  $\text{SO}_2$   $\left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$ .

$m_{\text{N}_2}$ : Masa de  $\text{N}_2$  suministrado en el aire  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$ .

$c_{p_{\text{N}_2}}$ : Calor específico del  $\text{N}_2$   $\left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$ .

$m_{\text{O}_2}$ : Masa de  $\text{O}_2$  suministrado en el aire  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$ .

$c_{p_{\text{O}_2}}$ : Calor específico del  $\text{O}_2$   $\left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$ .

$m_{\text{gsc}}$ : Masa de gases secos de la chimenea  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$ .

$$c_{p_{\text{gsc}}} = \frac{(3.146 * 0.25405) + (0.004 * 0.18461) + (22.946 * 0.25681) + (2.5 * 0.23891)}{28.6}$$

$$c_{p_{\text{gsc}}} = 0.255 \left[ \frac{\text{Btu}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{R}}, \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$$

### Calor específico del vapor de agua.

De igual manera que en el caso anterior mediante el anexo H y utilizando la ecuación 18 se calcula el  $c_{pv}$  a la temperatura de salida de los gases de chimenea.

$$c_{pv} = 1.102 - \frac{33.1}{(T_{gc})^{\frac{1}{2}}} + \frac{416}{T_{gc}} \quad (18)$$

Donde:

$c_{pv}$ : Calor específico del vapor de agua a la  $T_{gc}$   $\left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$ .

$T_{gc}$ : Temperatura de gases de chimenea [ $^\circ\text{R}$ ].

$$c_{pv} = 1.102 - \frac{33.1}{(1029.51)^{\frac{1}{2}}} + \frac{416}{1029.51}$$

$$c_{pv} = 0.475 \left[ \frac{\text{Btu}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{R}}, \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$$

### Presión parcial del vapor.

La presión parcial del vapor en una mezcla se define como el producto entre la humedad relativa y la presión de saturación del vapor. La humedad relativa se mide mediante un higrómetro en la sala de calderos, mientras que la presión de saturación de vapor se determina a la temperatura de bulbo seco de esa mezcla, con lo que se tiene:

$$P_{v\text{parcial}} = \phi * P_g \quad (19)$$

Donde:

$P_{v\text{parcial}}$ : Presión parcial del vapor [psia].

$\phi$ : Humedad relativa [%].

$P_g$ : Presión de saturación del vapor [12] a la temperatura de bulbo seco [psia].

$T_{cc}$ : Temperatura del cuarto de calderos o temperatura de bulbo seco [ $^\circ\text{C}$ ].

$$P_{v\text{parcial}} = 0.5 * 0.44689 \text{ psia}$$

$$P_{v\text{parcial}} = 0.224 \text{ psia}$$

**3.1.3 Eficiencia del caldero.** El propósito de éste análisis es el cálculo de la eficiencia del caldero, entonces se definirá su concepto puesto que en la industria se confunde a menudo entre varios términos relacionados con la eficiencia del caldero, por ende a continuación se definen algunos términos.

**Eficiencia de combustión.** Es un indicador y se refiere a la habilidad del quemador para quemar completamente el combustible, la eficiencia de la combustión no es la misma para todos los combustibles y en términos generales los combustibles líquidos y gaseosos se queman con mayor eficiencia que los combustibles sólidos, esta eficiencia no tiene en cuenta las pérdidas por paredes ocasionadas por la radiación y convección en el caldero.

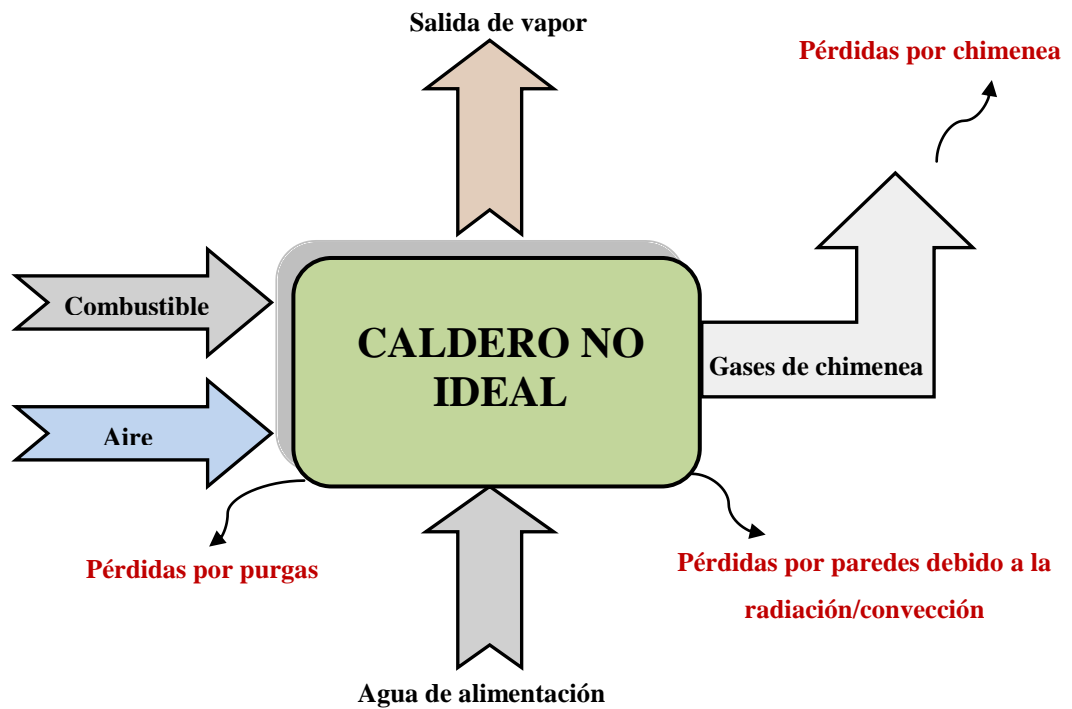
**Eficiencia de combustible en vapor.** Es una medida de la eficiencia global del caldero, esta eficiencia está relacionada con la eficiencia del intercambiador de calor así como las pérdidas por radiación y convección.

Este valor indica un real funcionamiento del caldero y debe ser utilizado en las evaluaciones económicas del costo del combustible. Esta puede ser calculada por cualquiera de los dos métodos descritos por la ASME en el PTC 4.1, el método de las pérdidas de calor y el método de entrada – salida de energía [5].

El cálculo se evalúa primero con el método de las pérdidas de calor para hallar la eficiencia, y luego con el método entrada – salida de energía para encontrar la producción de vapor del caldero.

**3.1.3.1 Método de las pérdidas de calor.** La eficiencia puede ser fácilmente calculada mediante la contabilización de todas las pérdidas de calor que ocurren en el caldero. Pues se obtiene restando del 100 por ciento todas las pérdidas que se ocasionan en el caldero.

Figura 43. Caldero no ideal



Fuente: BUREAU OF ENERGY EFFICIENCY. Energy Performance Assessment of Boiler

Mediante la figura anterior se muestran los flujos a través de un caldero no ideal, además de las pérdidas de calor que suceden en la chimenea, paredes y purga, por lo tanto se tiene lo siguiente:

- **Pérdidas por chimenea.**
  - Pérdidas debido a los gases secos de la chimenea ( $L_1$ ).
  - Pérdidas debido al hidrógeno presente en el combustible ( $L_2$ ).
  - Pérdidas debido a la humedad presente en el aire ( $L_4$ ).
  - Pérdidas debido a la combustión incompleta ( $L_5$ ).
- **Pérdidas por paredes debido a la radiación y convección del caldero.**
- **Pérdidas por purgas.**

## Pérdidas por chimenea.

En la chimenea es el lugar donde existe la mayor pérdida de calor, estas pérdidas se producen debido a que a mayor temperatura de los gases de chimenea menor es la eficiencia, pero esta temperatura no debe estar por debajo del punto de rocío, debido a la presencia de corrosión por la formación de ácido nítrico, ácido sulfúrico y agua, el primero ocasionado por el aire presente en la combustión y el segundo causado por el contenido de azufre en el combustible.

## Pérdidas debido a los gases secos de la chimenea [ $L_1$ ]

Para determinar las pérdidas debido a los gases secos de la chimenea se necesita conocer algunos términos necesarios en el proceso de combustión como: aire teórico necesario, exceso de aire y masa de aire actual suministrado. Estos datos se obtienen mediante las siguientes fórmulas:

Por ende después de haber obtenido los datos anteriores se calcula  $L_1$  mediante la siguiente ecuación:

$$L_1 = \frac{m_{gsc} * c_{pm_{gsc}} * (T_{gc} - T_{cc})}{PCI} * 100\% \quad (20)$$

Donde:

$L_1$ : Pérdidas de calor debido a los gases secos de la chimenea [%].

$c_{pm_{gsc}}$ : Calor específico medio de los gases secos de chimenea  $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}\right]$ .

$m_{gsc}$ : Masa de gases secos de la chimenea  $\left[\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}\right]$ .

$T_{gc}$ : Temperatura de los gases de chimenea [ $^\circ\text{K}$ ].

$T_{cc}$ : Temperatura del cuarto de calderos [ $^\circ\text{K}$ ].

$$L_1 = \frac{28.6 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}} * 0.255 \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} * (571.95 - 297.65)^\circ\text{K}}{10143 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{comb}}}} * 100\%$$

$$L_1 = 19.72\%$$

**Pérdidas debido al vapor de agua por la presencia de H<sub>2</sub> en el combustible [L<sub>2</sub>].**

La combustión de hidrogeno causa pérdidas de calor porque los productos de la combustión contienen agua, esta agua se transforma en vapor y se produce calor en forma de calor latente.

$$L_2 = \frac{9 * H_2 * \{h_{fg} + c_{p_v} * (T_{gc} - T_{cc})\}}{PCI} * 100\% \quad (21)$$

Donde:

L<sub>2</sub>: Pérdida de calor debido a la presencia de H<sub>2</sub> en el combustible [%].

H<sub>2</sub>: Hidrógeno contenido en 1kg de combustible  $\left[\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}}\right]$ .

h<sub>fg</sub>: Calor latente [12] a la presión parcial del vapor  $\left[589.9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right]$ .

c<sub>p<sub>v</sub></sub>: Calor específico del vapor de agua a la T<sub>gc</sub>  $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg} * ^\circ\text{K}}\right]$ .

T<sub>gc</sub>: Temperatura de los gases de chimenea [°K].

Reemplazando el resultado de la ecuación 18 en la ecuación 19 se obtiene L<sub>2</sub>.

$$L_2 = \frac{9 * 0.125 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{comb}}} * \left\{589.9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} + 0.475 \frac{\text{kcal}}{\text{kg} * ^\circ\text{K}} * (571.95 - 297.65)^\circ\text{K}\right\}}{10143 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{comb}}}} * 100\%$$

$$L_2 = 7.99 \%$$

**Pérdidas debido a la humedad presente en el aire [L<sub>4</sub>].**

El vapor en forma de humedad aumenta con la presencia de aire, este vapor recalentado pasa a través del caldero, la masa de vapor de agua contenida en el aire puede ser obtenida mediante la carta psicrométrica y se denomina como factor de humedad.

$$L_4 = \frac{AAS * hf * c_{pv} * (T_{gc} - T_{cc})}{PCI} * 100\% \quad (22)$$

Donde:

$L_4$ : Pérdida de calor debido a la humedad presente en el aire [%].

AAS: Masa de aire suministrado  $\left[\frac{kg}{kg_{comb}}\right]$ .

hf: Factor de humedad  $\left[\frac{kg_v}{kg_a}\right]$ .

$c_{pv}$ : Calor específico del vapor de agua a la  $T_{gc}$   $\left[\frac{kcal}{kg * ^\circ K}\right]$ .

$T_{gc}$ : Temperatura de los gases de chimenea [ $^\circ K$ ].

$T_{cc}$ : Temperatura del cuarto de calderos [ $^\circ K$ ].

Este factor de humedad se encontró en la carta psicrométrica para la ciudad de Riobamba mostrada en el anexo I, teniendo como datos conocidos la temperatura ambiente o de bulbo seco y la humedad relativa en la sala de calderos, la cual fue medida mediante un higrómetro obteniéndose como resultado:

Si  $T_{cc} = 24.5^\circ C$  y  $\phi = 50\%$ , dando el siguiente resultado hf: 0.014

$$L_4 = \frac{29.8 \frac{kg}{kg_{comb}} * 0.014 \frac{kg_v}{kg_a} * 0.475 \frac{kcal}{kg * ^\circ K} * (571.95 - 297.65)^\circ K}{10143 \frac{kcal}{kg_{comb}}} * 100\%$$

$$L_4 = 0.54\%$$

#### **Pérdidas debido a la combustión incompleta [ $L_5$ ].**

Los productos formados por una combustión incompleta se pueden mezclar con el oxígeno, y ser quemados con la energía libre adicional en el caldero, tales productos incluyen  $CO$ ,  $H_2$ , y varios hidrocarburos, estos se encuentran generalmente en los gases de chimenea de los calderos.



$$L_5 = \frac{\%CO * \frac{\%C}{100}}{\%CO + \%CO_2} * \frac{5744}{PCI} * 100 \quad (23)$$

Donde:

$L_5$ : Pérdidas de calor debido a la combustión incompleta [%].

$\%CO$ : Monóxido de carbono presente en los gases de chimenea [%].

$\%CO_2$ : Dióxido de carbono presente en los gases de chimenea [%].

$\%C$ : Carbono presente en el análisis del combustible [%].

Los datos para esta ecuación provienen de la tabla 5 y del anexo F, por ende se tiene como resultado:

$$L_5 = \frac{0.0019 * 0.873}{0.0019 + 7.47} * \frac{5744}{10143} * 100$$

$$L_5 = 0.013\%$$

Por ende las pérdidas de calor por chimenea son evaluadas mediante la siguiente ecuación:

$$\%P_{chimenea} = L_1 + L_2 + L_4 + L_5 \quad (24)$$

Donde:

$\%P_{chimenea}$ : Pérdidas de calor por chimenea [%].

$L_1$ : Pérdidas de calor debido a los gases secos de la chimenea [%].

$L_2$ : Pérdida de calor debido a la presencia de  $H_2$  en el combustible [%].

$L_4$ : Pérdida de calor debido a la humedad presente en el aire [%].

$L_5$ : Pérdidas de calor debido a la combustión incompleta [%].

$$\%P_{chimenea} = 19.72 + 7.99 + 0.54 + 0.013$$

$$\%P_{chimenea} = \mathbf{28.26\%}$$

### Pérdidas por paredes debido a radiación y convección.

Todos los calderos tienen pérdidas debido a la radiación y convección, estas pérdidas representan el calor radiado desde el caldero (pérdidas por radiación) y el calor perdido debido al flujo de aire a través del caldero (pérdidas por convección).

Se debe entender que el caldero se divide debido a las diferentes temperaturas medidas en la carcasa y tapas laterales, por lo tanto el calor perdido y las pérdidas por radiación y convección deben calcularse por separado.

$$Q'_{\text{pared}} = 0.548 * \left[ \left( \frac{T'_s}{55.55} \right)^4 - \left( \frac{T_{cc}}{55.55} \right)^4 \right] + 1.957 * (T'_s - T_{cc})^{1.25} * \sqrt{\frac{[(196.8 * V_w) + 68.9]}{68.9}} \quad (25)$$

Donde:

$Q'_{\text{pared}}$ : Calor perdido en la carcasa debido a la radiación/convección  $\left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 * \text{h}} \right]$ .

$T'_{sc}$ : Temperatura de la carcasa del caldero  $[\text{°K}]$ .

$V_w$ : Velocidad del viento  $\left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$ .

$$Q'_{\text{pared}} = 0.548 * \left[ \left( \frac{316.45 \text{°K}}{55.55} \right)^4 - \left( \frac{297.65 \text{°K}}{55.55} \right)^4 \right] + 1.957 * (316.45 \text{°K} - 293.85 \text{°K})^{1.25} * \sqrt{\frac{[(196.8 * 0) + 68.9]}{68.9}}$$

$$Q'_{\text{pared}} = 202.01 \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right]$$

$$Q'_{\text{pared}} = 173.72 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 * \text{h}} \right]$$

Se debe considerar que el área de la carcasa es el área de la región rectangular por lo tanto se la obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$A'_c = 2\pi * r * l \quad (26)$$

Donde:

$A'_c$ : Área de la carcasa del caldero  $[\text{m}^2]$ .

r: Radio de la tapa del caldero [m].

l: Longitud del caldero [m].

$$A'_c = 2\pi * 0.7\text{m} * .5\text{m}$$

$$A'_c = 11 \text{ [m}^2\text{]}$$

Mediante la siguiente ecuación se tiene el calor perdido por la carcasa.

$$Q_{\text{carcasa}} = Q'_{\text{pared}} * A'_c \quad (27)$$

Donde:

$Q_{\text{carcasa}}$ : Calor perdido por la carcasa  $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right]$ .

$Q'_{\text{pared}}$ : Calor perdido por la carcasa debido a la radiación/convección  $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 * \text{h}}\right]$ .

$A'_c$ : Área de la carcasa del caldero  $[\text{m}^2]$ .

$$Q_{\text{carcasa}} = 173.72 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 * \text{h}} * 11 \text{ m}^2$$

$$Q_{\text{carcasa}} = 1910.25 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right]$$

Como ya se mencionó anteriormente la carcasa y las tapas están a diferentes temperaturas por lo que ahora se analiza las pérdidas de calor debido a las tapas del caldero, utilizando la ecuación 25 se tiene:

$$Q_{\text{pared}}'' = 0.548 * \left[ \left( \frac{T_s''}{55.55} \right)^4 - \left( \frac{T_{cc}}{55.55} \right)^4 \right] + 1.957 * (T_s'' - T_{cc})^{1.25} * \sqrt{\frac{[(196.8 * V_w) + 68.9]}{68.9}}$$

Donde:

$Q_{\text{pared}}''$ : Calor perdido en la tapa debido a la radiación/convección  $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 * \text{h}}\right]$ .

$T_{cc}$ : Temperatura del cuarto de calderos  $[^{\circ}\text{C}]$ .

$V_w$ : Velocidad del viento  $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$ .

$T_{sc}''$  Temperatura de la tapa del caldero  $[^{\circ}\text{C}]$ .

$$Q_{\text{pared}}' = 0.548 * \left[ \left( \frac{336.25^\circ\text{K}}{55.55} \right)^4 - \left( \frac{297.65^\circ\text{K}}{55.55} \right)^4 \right] + 1.957 * (336.25^\circ\text{K} - 293.85^\circ\text{K})^{1.25} * \sqrt{\frac{[(196.8 * 0) + 68.9]}{68.9}}$$

$$Q_{\text{pared}}' = 495.71 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$Q_{\text{pared}}' = 426.31 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 * \text{h}}$$

Como se necesita el área de las tapas, se calculan en función del área de la circunferencia por lo que se tiene:

$$A_c'' = 2\pi * r^2 \quad (28)$$

Donde:

$A_c''$ : Área de las tapas del caldero [ $\text{m}^2$ ].

r: Radio de la tapa del caldero [m].

$$A_c'' = 2\pi * (0.7\text{m})^2$$

$$A_c'' = 3.1[\text{m}^2]$$

Por lo tanto mediante la ecuación 27 se tiene el calor perdido en las tapas del caldero:

$$Q_{\text{tapa}} = 426.31 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 * \text{h}} * 3.1 \text{ m}^2$$

$$Q_{\text{tapa}} = 1321.56 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

Por lo tanto se tiene mediante la siguiente ecuación el cálculo de las pérdidas por paredes debido a la radiación y convección en el caldero.

$$\%P_{\text{pared}} = \frac{Q_{\text{total}}}{\text{PCI} * \dot{m}_f} * 100 \quad (29)$$

Donde:

$Q_{total}$ : Calor total perdido por las paredes ( $Q_{carcasa} + Q_{tapas}$ )  $\left[\frac{kcal}{h}\right]$ .

$\%P_{pared}$ : Pérdidas de calor por paredes [%].

$\dot{m}_f$ : Masa de combustible  $\left[55.63 \frac{kg_{comb}}{h}\right]$ .

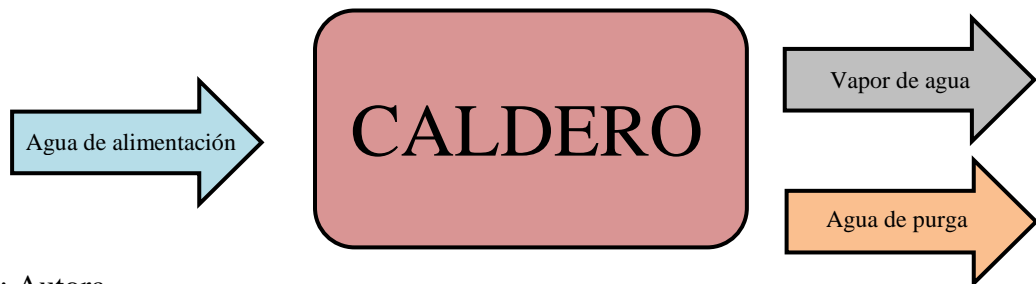
$$\%P_{pared} = \frac{\left(1910.25 \frac{kcal}{h} + 1321.56 \frac{kcal}{h}\right)}{10143 \frac{kcal}{kg_{comb}} * 55.63 \frac{kg_{comb}}{h}} * 100$$

$$\%P_{pared} = 0.57\%$$

### Pérdidas por purga [10]

Para calcular las pérdidas por purgas se debe determinar la tasa de purga, para esto se realiza un balance de sólidos disueltos totales SDT en el caldero, el cual se resume en el siguiente gráfico.

Figura 44. Balance SDT en el caldero



Fuente: Autora

En el anexo J y K, se muestran los valores de SDT tanto para el agua de purga como para el agua de alimentación, necesarios para este balance de energía, se debe tener en cuenta que los SDT del vapor son cero puesto que no hay sólidos disueltos en el vapor.

$$SDT_{in} = SDT_{out} \quad (30)$$

$$X_{aa} * SDT_{aa} = X_{purga} * SDT_{purga} + X_{vapor} * SDT_{vapor} \quad (31)$$

$$X_{aa} = X_{purga} + X_{vapor} \quad (32)$$

Donde:

$X_{aa}$ : Masa de agua de alimentación que ingresa a la caldera [kg].

$SDT_{aa}$ : Sólidos disueltos totales en el agua de alimentación.

$X_{purga}$ : Masa de agua debido a la purga [kg].

$SDT_{purga}$ : Sólidos disueltos totales en el agua de purga.

$X_{vapor}$ : Masa de vapor producido [kg].

$SDT_{vapor}$ : Sólidos disueltos totales presentes en el vapor [0 ppm]

Remplazando la ecuación 32 en 31 y con los valores obtenidos en el laboratorio [11] se tiene:

$$\frac{X_{purga}}{X_{vapor}} = \frac{SDT_{aa}}{SDT_{purga} - SDT_{aa}} \quad (33)$$

Donde:

$\frac{X_{purga}}{X_{vapor}}$ : Tasa de agua de purga.

$SDT_{aa}$ : Sólidos disueltos totales en el agua de alimentación [201 ppm].

$SDT_{purga}$ : Sólidos disueltos totales en el agua de purga [7965 ppm].

$$\frac{X_{purga}}{X_{vapor}} = \frac{201\text{ppm}}{7965\text{ppm} - 201\text{ppm}}$$

$$\frac{X_{purga}}{X_{vapor}} = 0.026$$

Con el dato obtenido de la tasa de purga se procede a calcular las pérdidas por purga mediante la siguiente ecuación:

$$\%P_{purga} = \frac{\frac{X_{purga}}{X_{vapor}} * (h_f - h_{aa}) * \eta_c}{(h_g - h_{aa})} * 100 \quad (34)$$

Donde:

$\%P_{\text{purga}}$ : Pérdidas por purgas [%].

$h_f$ : Entalpía de líquido saturado a la presión de vapor absoluta  $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right]$

$h_g$ : Entalpía de vapor saturado a la presión absoluta  $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right]$ .

$\eta_c$ : Eficiencia del caldero [%].

$h_{aa}$ : Entalpía de agua de alimentación  $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right]$ .

Las entalpías de vapor saturado, líquido saturado y de agua de alimentación se evalúan con la presión de trabajo del caldero, la cual es de 80 psig, según lo observado en el manómetro, se debe calcular primero la presión absoluta a la cual trabaja el caldero, dando como resultado lo siguiente:

$$P_v = P_{v_{\text{man}}} + P_{\text{Riobamba}_{\text{teo}}} \quad (35)$$

Donde:

$P_v$ : Presión vapor absoluta [psia].

$P_{v_{\text{man}}}$ : Presión de trabajo de vapor, tomada del manómetro del caldero [psig].

$P_{\text{Riobamba}_{\text{teo}}}$ : Presión atmosférica local teórica [psi].

Debido a que el estudio se realiza en la ciudad de Riobamba se debe tener en cuenta la corrección de la presión atmosférica la cual se utiliza en posteriores cálculos, puesto que está en función de la altura de la ciudad.

$$P_{\text{Riobamba}_{\text{teo}}} = P_{\text{CN}} * (1 - (6.8753 \times 10^{-6}) * Z_{\text{lugar}})^{5.2559} \quad (36)$$

Donde:

$P_{\text{Riobamba}_{\text{teo}}}$ : Presión atmosférica local teórica [in Hg].

$P_{\text{CN}}$ : Presión a condiciones normales 29.92126[in Hg].

$Z_{\text{lugar}}$ : Altura local del lugar 9035.4 [ftsnm].

Por lo tanto:

$$P_{\text{Riobamba}_{\text{teo}}} = 29.92126 * (1 - (6.8753 \times 10^{-6}) * 9036)^{5.2559}$$

$$P_{\text{Riobamba}_{\text{teo}}} = 21.3587 \text{ [in Hg]} = 544 \text{ [mm Hg]}$$

$$P_{\text{Riobamba}_{\text{teo}}} = 10.5 \text{ [psi]} = 0.0723 \text{ [MPa]}$$

Mediante el barómetro del laboratorio de termodinámica de la escuela de ingeniería mecánica, se lee la presión local experimental, siendo esta de 525 mm de Hg (a 15 °C).

Con los datos teórico y experimental se calcula el porcentaje de error existente entre ambos datos, por lo tanto mediante la siguiente ecuación se tiene:

$$\% \text{error} = \frac{P_{\text{Riobamba}_{\text{teo}}} - P_{\text{Riobamba}_{\text{exp}}}}{P_{\text{Riobamba}_{\text{teo}}}} * 100 \quad (37)$$

Donde:

%error: Error [%].

$P_{\text{Riobamba}_{\text{teo}}}$ : Presión atmosférica local teórica.

$P_{\text{Riobamba}_{\text{exp}}}$ : Presión en Riobamba experimental.

$$\% \text{error} = \frac{544 \text{ mm Hg} - 525 \text{ mm Hg}}{544 \text{ mm Hg}} * 100$$

$$\% \text{error} = 3.5\%$$

El porcentaje de error encontrado es debido a errores por medición humana y por el equipo mal encerado a la hora de la lectura.

Hay que destacar que la presión depende de también de otros factores como la temperatura ambiente, por lo tanto el valor de presión obtenido el cual se utilizará en los siguientes cálculos, es un valor referencial. Por ende se tiene una presión de vapor absoluta igual a:

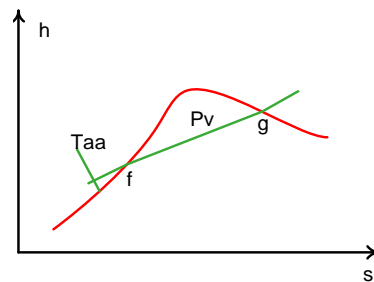


$$P_v = 80 + 10.5$$

$$P_v = 90.5 \text{ psia}$$

En la siguiente figura se representa el diagrama  $h - s$  perteneciente al vapor de agua en el cual se indica los puntos correspondientes del sistema.

Figura 45. Diagrama  $h - s$  para vapor de agua



Fuente: Autora

Con el uso de las tablas de vapor [12] y en base a la  $P_v$  anteriormente obtenida, la cual permanece constante durante todo el proceso de calentamiento, asumiéndose que el vapor que sale del caldero es saturado se tiene:

$$T_{\text{sat}} = 160.4 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

$$h_g = 1185.4 \left[ \frac{\text{btu}}{\text{lb}} \right] = 658.56 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$$

$$h_f = 291.1 \left[ \frac{\text{btu}}{\text{lb}} \right] = 100.28 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$$

Para determinar la entalpía de agua de alimentación se requiere de datos como: la temperatura del agua de alimentación y la presión de la bomba.

Se considera que la presión de la bomba se puede hallar utilizando la siguiente expresión:

$$P_{\text{bomba}_{\text{man}}} = P_{\text{v}_{\text{man}}} + \Delta P \quad (38)$$

Donde:

$P_{\text{bomba}_{\text{man}}}$ : Presión manométrica de la bomba [psig].

$P_{\text{v}_{\text{man}}}$ : Presión de trabajo de vapor [psig].

$\Delta P$ : Caída de presión [psig]

Si  $\Delta P = 0.1 P_{\text{v}_{\text{man}}}$  reemplazando éste valor en la ecuación anterior se determina la presión en la bomba.

$$P_{\text{bomba}_{\text{man}}} = 80 \text{ psig} + 8 \text{ psig}$$

$$P_{\text{bomba}_{\text{man}}} = 88 \text{ psig}$$

Utilizando la ecuación 35 se tiene que la presión absoluta de la bomba es de:

$$P_{\text{bomba}} = 98.5 \text{ psi}$$

Por lo tanto con la  $P_{\text{bomba}}$  y la  $T_{\text{aa}}$  utilizando las tablas de vapor se determina  $h_{\text{aa}}$ .

$$h_{\text{aa}} = 58.3 \left[ \frac{\text{btu}}{\text{lb}} \right] = 32.39 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$$

Con los datos encontrados se calcula las pérdidas por purgas para luego hallar la eficiencia y el consumo de vapor por hora.

$$\%P_{\text{purga}} = \frac{0.026 * \left( 291.1 \frac{\text{btu}}{\text{lb}} - 58.3 \frac{\text{btu}}{\text{lb}} \right) * \eta_c}{\left( 1185.4 \frac{\text{btu}}{\text{lb}} - 58.3 \frac{\text{btu}}{\text{lb}} \right)} * 100$$

$$\%P_{\text{purga}} = 0.54 \eta_c$$

Entonces después de haber encontrado todas las pérdidas de calor se tiene que la eficiencia del caldero o de combustible a vapor es:

$$\eta_c = 100 - \%P_{chimenea} - \%P_{paredes} - \%P_{purga} \quad (39)$$

$$\eta_c = 100 - 28.26 - 0.57 - 0.54\eta_c$$

$$\eta_c = 46.21 [\%]$$

**3.1.4 Flujo de vapor.** Para determinar el flujo de vapor se utilizará el método de entrada y salida de energía o también conocido como método de directo debido a que los datos necesarios para el cálculo son en la salida el consumo de vapor, y los datos característicos del combustible. Mediante este método la eficiencia puede ser calculada usando:

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_v * (h_g - h_{aa})}{PCI * \dot{m}_f} * 100 \quad (40)$$

Después de haber obtenido la eficiencia mediante el método indirecto, se calcula el flujo de vapor que produce el caldero en las condiciones de trabajo ya antes descritas mediante la siguiente ecuación.

$$\dot{m}_v = \frac{\eta_c * PCI * \dot{m}_f}{(h_g - h_{aa})} \quad (41)$$

Donde:

$\dot{m}_v$ : Consumo de vapor  $\left[\frac{kg}{h}\right]$ .

$\eta_c$ : Eficiencia del caldero [%].

$\dot{m}_f$ : Masa de combustible  $\left[55.63 \frac{kg_{comb}}{h}\right]$ .

$$\dot{m}_v = \frac{0.4621 * 10143 \frac{kcal}{kg_{comb}} * 55.63 \frac{kg_{comb}}{h}}{\left(658.56 \frac{kcal}{kg} - 32.39 \frac{kcal}{kg}\right)}$$

$$\dot{m}_v = 416.41 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] = 918.18 \left[ \frac{\text{lb}}{\text{h}} \right]$$

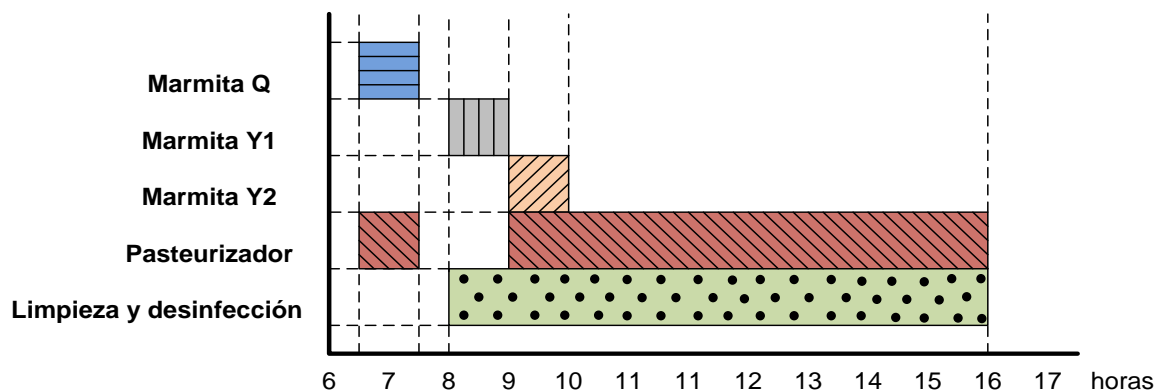
El tiempo de funcionamiento para cada equipo se resume en la tabla y figura que se muestra a continuación:

Tabla 8. Tiempo de funcionamiento de los equipos que utilizan vapor

EQUIPO	TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO
Pasteurizador	6:30 a 7:30 y 9:00 a 16:00
Marmita Y2	9:00 a 10:00
Marmita Y1	8:00 a 9:00
Marmita Q	7:00 a 7:30

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

Figura 46. Tiempo efectivo de los equipos que consumen vapor



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

Mediante la figura anterior se puede observar de forma más específica los tiempos de utilización del vapor.

Por lo tanto se tiene que el tiempo efectivo es de 9 horas diarias, con lo que se obtiene un consumo de vapor de la empresa durante los 365 días del año.

$$\dot{m}_{v_{\text{anual}}} = 1367907 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{año}} \right]$$

### 3.2 Sistema de refrigeración.

Para producir el enfriamiento necesario en la cámara de conservación y el banco de agua helada se utiliza un sistema de refrigeración por compresión de vapor, en cualquiera de las necesidades el diagrama de puntos es similar puesto que contienen los mismos componentes principales diferenciándose en las aplicaciones de enfriamiento, estas son: enfriar el agua para la pasteurización, conservación de productos lácteos y maduración de quesos.

#### Coefficiente de performance.

El coeficiente de funcionamiento de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor o mejor llamado C.O.P., es una expresión de la eficiencia del ciclo y queda definido como la relación del efecto refrigerante útil a la energía neta suministrada por el compresor. Por lo tanto para cada aplicación de refrigeración se hace el análisis de  $C.O.P._{Carnot}$  y  $C.O.P._{inst}$ ; para este último se realiza un análisis del ciclo ideal y real del sistema de refrigeración por compresión de vapor.

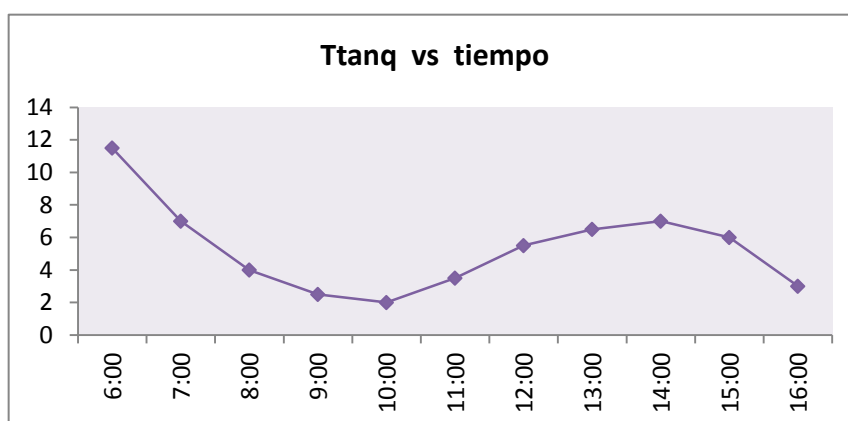
**3.2.1 Banco de agua helada.** Para realizar el análisis energético de los principales puntos del banco de agua helada se requiere de un estudio de los principales datos obtenidos en los instrumentos de los equipo ya antes mencionados.

Tabla 9. Lectura de datos durante periodo de funcionamiento

TIEMPO	TEMPERATURA AMBIENTE °C	TEMPERATURA AGUA °C	PRESIÓN ALTA psig	TEMPERATURA ALTA °C	PRESIÓN BAJA psig
6:00	12	11.5	140	58	38
7:00	13	7	170	82	41
8:00	14	4	165	93	40
9:00	14	2.5	160	95	36
<b>10:00</b>	<b>15</b>	<b>2</b>	<b>170</b>	<b>100</b>	<b>34</b>
11:00	17.5	3.5	180	95	44
12:00	20	5.5	195	98	48
13:00	21	6.5	180	96	52
14:00	18	7	180	100	40
15:00	18	6	180	100	36
16:00	18	3	170	94	46

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

Figura 47. Curva  $T_{\text{tanq}}$  vs  $t$



Fuente: Autora

Utilizando la figura 47 se hace un análisis del comportamiento de la temperatura del agua en el tanque durante el periodo de funcionamiento.

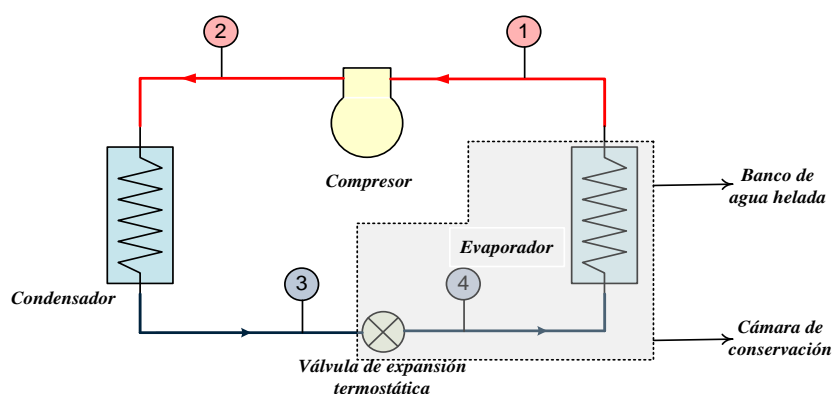
El equipo de frío se enciende a las 6:00 de la mañana y se apaga a las 16:00 horas, el agua se enfría en promedio hasta 2 °C entre las 6:00 y 10:00 de la mañana momento en el cual comienza la pasteurización.

En la curva se puede visualizar este proceso puesto se ve un aumento de temperatura debido a la recirculación del agua utilizada en la pasteurización, ésta regresa al banco a una temperatura de 10 °C, este proceso finaliza a las 14:00, de allí en adelante el agua comienza nuevamente a enfriarse hasta el día siguiente.

Se debe tener en cuenta que se tiene un ingreso de leche entre las 18:00 y 19:00 horas lo cual provoca un aumento de temperatura en el agua durante la noche con lo que en el momento en que se enciende el equipo el agua se encuentra a una temperatura de 11.5 °C.

**3.2.1.1 Ciclo de Carnot invertido.** El ciclo de Carnot como ciclo ideal reversible es el modelo perfecto del ciclo de refrigeración [2], en la siguiente figura se muestra el esquema del ciclo de Carnot inverso que funciona como máquina frigorífica.

Figura 48. Ciclo de Carnot invertido funcionando como máquina frigorífica



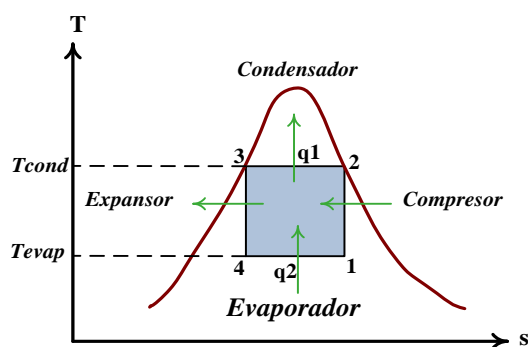
Fuente: Autora

Mediante el diagrama  $T - s$  de la figura a continuación, se describen los procesos que sufre el fluido, este experimenta un cambio de estado a la temperatura constante  $T_{\text{evap}}$  desde el estado 4 hasta el estado 1.

Aportando trabajo, el fluido se comprime isoentrópicamente desde el estado 1 al estado 2 hasta que la temperatura alcanza  $T_{\text{cond}}$ . Después el fluido experimenta una variación isoterma del estado 2 hasta el estado 3. Finalmente el fluido se expande isoentrópicamente desde el estado 3 al estado 4.

Para que los procesos  $4 - 1$  y  $2 - 3$  sean isotermos, el fluido se evapora mientras se le comunica el calor que se retira de la cámara o fluido a enfriar y se condensa cuando se extrae el calor del refrigerante mediante agua o aire [13].

Figura 49. Diagrama  $T - s$  para el ciclo de Carnot invertido



Fuente: WARK, K., RICHARDS, D. Termodinámica.

Por tanto el coeficiente de funcionamiento para la máquina de frigorífica de Carnot viene dado por la siguiente ecuación.

$$C. O. P._{Carnot} = \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}} \quad (42)$$

Donde:

$C. O. P._{Carnot}$ : Coeficiente de funcionamiento de Carnot.

$T_{evap}$ : Temperatura de evaporación. [°K – °R]

$T_{cond}$ : Temperatura de condensación. [°K – °R]

Las  $T_{evap}$  y  $T_{cond}$  se hallan mediante las presiones de evaporación y condensación respectivamente, estos valores fueron tomados en los instrumentos de medidas, manómetros, ubicados en la entrada y salida del compresor de los cuales se obtiene:

$$P_{evap}: 34 \text{ [psig]} = 234.42 \text{ [kPa]}$$

$$P_{cond}: 170 \text{ [psig]} = 1172.11 \text{ [kPa]}$$

Las presiones con que se trabaja en el anexo YY deben ser absolutas, por ende de acuerdo la ecuación 35 se tiene:

$$P_{evap}: 306.82 \text{ [kPa]} = 44.5 \text{ [psia]}$$

$$P_{cond}: 1244.5 \text{ [kPa]} = 180.5 \text{ [psia]}$$

Donde:

$P_{evap}$ : Presión de evaporación[kPa – psia]

$P_{cond}$ : Presión de condensación[kPa – psia]

Entonces se tiene que las temperaturas de saturación encontradas son:

$$T_{evap}: -8.68^{\circ}\text{C} = 264.47 \text{ [}^{\circ}\text{K]}$$

$$T_{cond}: 32.18^{\circ}\text{C} = 305.33 \text{ [}^{\circ}\text{K]}$$



Entre tanto se tiene que el C. O. P.<sub>Carnot</sub> calculado es:

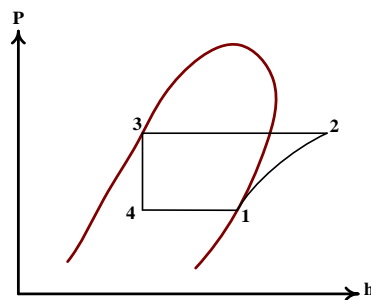
$$\text{C. O. P.}_{\text{Carnot}} = \frac{264.47}{305.33 - 264.47}$$

$$\text{C. O. P.}_{\text{Carnot}} = 6.47$$

**3.2.1.2 Ciclo teórico de refrigeración.** Un ciclo de refrigeración saturado simple es un ciclo teórico en el que se supone que el vapor refrigerante que sale del evaporador y entra al compresor es vapor saturado a la presión y temperatura vaporizante.

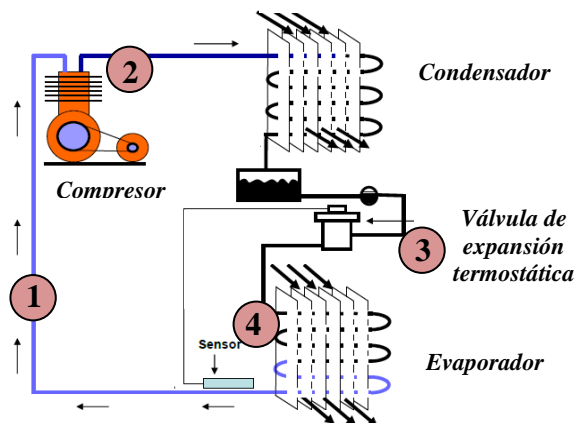
Además el líquido refrigerante que sale del condensador y llega al control del refrigerante es un líquido saturado a la temperatura y presión del condensante [14].

Figura 50. Diagrama h – s para ciclo ideal de refrigeración



Fuente: VALENZUELA, R. Apuntes de Refrigeración

Figura 51. Análisis energético mediante puntos



Fuente: <http://www.monografias.com/refrigeracion-compresión>

### **Punto 1.**

Como se señaló anteriormente para un ciclo ideal se considera que el punto 1 se encuentra en la línea de vapor saturado, la presión con la que se trabaja en ese punto debe ser absoluta, teniendo que utilizarse la ecuación 35, estas propiedades son evaluadas en el anexo YY obteniéndose así lo siguiente.

$$P_1 = P_{\text{evap}} = 306.82 \text{ [kPa]}$$

$$T_1 = T_{\text{evap}} = -8.68 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_1 = 1450.86 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$s_1 = 5.73 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$$

$$\rho_1 = 2.5 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

### **Punto 2.**

Debido a que se asume que el trabajo que realiza el compresor es isoentrópico o sea a entropía constante se tiene que  $s_2 = s_1$ .

Por lo tanto el punto 2 se encuentra en la zona de vapor recalentado, este punto se encuentra intersecando las líneas de entropía constante  $s_1$  y presión de condensación  $P_2$  en el diagrama  $p - h$  del amoníaco presentado en el anexo Z, o en las tablas de vapor recalentado del anexo X y anexo Y obteniéndose las siguientes propiedades:

$$P_2 = P_{\text{cond}} = 1244.5 \text{ [kPa]}$$

$$T_2 = 94.13 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_2 = 1660.46 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$s_2 = s_1 = 5.73 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$$

$$\rho_2 = 7.53 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

### **Punto 3.**

A igual que el punto 1 en el punto 3 para que el ciclo sea ideal se considera que el punto 3 se encuentra en la línea de líquido saturado, por lo tanto en el anexo YY se encuentra los siguientes valores:

$$P_3 = P_2 = P_{\text{cond}} = 1244.5 \text{ [kPa]}$$

$$T_3 = T_{\text{cond}} = 32.18 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_3 = 349.33 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$s_3 = 1.51 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$$

$$\rho_3 = 591.86 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

### **Punto 4.**

El punto 4 como se ve en el anexo Z se encuentra en la zona de líquido – vapor y tiene la misma entalpía puesto que el proceso que se da en la válvula de expansión es isoentálpico por ende  $h_4 = h_3$ .

$$P_4 = P_1 = P_{\text{evap}} = 306.82 \text{ [kPa]}$$

$$T_4 = -8.68 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_4 = h_3 = 349.33 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Por lo tanto después de encontrar los puntos correspondientes, y mediante el C.O.P. teórico de la instalación se halla la eficiencia frigorífica de la instalación.

$$\text{C. O. P.}_{\text{teor-inst}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (43)$$

Donde:

C. O. P.<sub>teor-inst</sub>: Coeficiente de funcionamiento teórico de la instalación.

$h_1$ : Entalpía a la salida del evaporador  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ .

$h_2$ : Entalpía a la salida del compresor  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ .

$h_4$ : Entalpía a la entrada del evaporador  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ .

$$\text{C. O. P.}_{\text{teor-inst}} = \frac{1450.86 - 349.33}{1660.46 - 1450.86}$$

$$\text{C. O. P.}_{\text{teor-inst}} = 5.26$$

Por lo tanto mediante la siguiente ecuación se tiene la eficiencia teórica de la instalación.

$$\eta_{\text{teor-inst}} = \frac{\text{C. O. P.}_{\text{teor-inst}}}{\text{C. O. P.}_{\text{Carnot}}} \quad (44)$$

Donde:

$\eta_{\text{teor-inst}}$ : Eficiencia teórica de la instalación [%].

C. O. P.<sub>teor-inst</sub>: Coeficiente de funcionamiento teórico de la instalación.

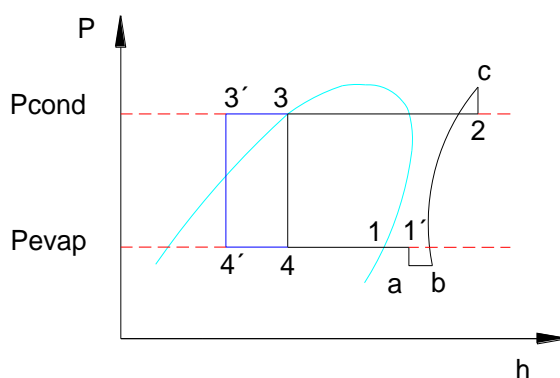
C. O. P.<sub>Carnot</sub>: Coeficiente de funcionamiento de Carnot.

$$\eta_{\text{teor-inst}} = \frac{5.26}{6.47}$$

$$\eta_{\text{teor-inst}} = 81.19 \text{ [\%]}$$

**3.2.1.3 Ciclo real de refrigeración.** En el equipo de agua helada por la accesibilidad hacia los equipos se hicieron mediciones en los distintos tramos para hacer el trazado del ciclo real.

Figura 52. Diagrama del ciclo real de refrigeración



Fuente: VALENZUELA, R. Apuntes de Refrigeración

### Punto 1'

Se midió la temperatura a la entrada del compresor mediante un pirómetro, esta fue de  $-1.2^{\circ}\text{C}$ , y con la presión de evaporación y por medio del anexo AA se encuentran las demás propiedades.

$$T'_1 = 29.84^{\circ}\text{F} = -1.2 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

$$h'_1 = 1470 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$P'_1 = P_1 = P_{\text{evap}} = 306.82 \text{ [kPa]}$$

$$s'_1 = 5.80 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{K}} \right]$$

**Punto a.**

En la entrada del compresor existe una caída de presión debido a la válvula de aspiración, esta no se puede medir por la falta de equipo en este tramo, pero se asume una caída de presión de 4 psia, por ende se tiene:

$$P_{asp} = P_{evap} - \Delta P \quad (45)$$

Donde:

$\Delta P$ : Caída de presión en la tubería de aspiración [kPa].

$P_{asp}$ : Presión de aspiración [kPa].

$P_{evap}$ : Presión de evaporación [kPa].

$$P_{asp} = 306.82 \text{ kPa} - 27.58 \text{ kPa}$$

$$P_{asp} = 279.24 \text{ [kPa]}.$$

Por lo tanto se tiene  $h_a = h'_1$ .

$$h_a = h'_1 = 1470 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

**Punto b.**

Este punto tiene la misma presión que el punto a, el refrigerante tiene un aumento de temperatura de 12 °F debido a que entra en contacto con la superficie de la cámara de compresión [2], por ende propiedades como entalpía y entropía correspondiente para este punto se encuentran en la tabla de vapor recalentado o anexos X y anexo Y.

$$T_b = T_a + \Delta T_2 \quad (46)$$

Donde:

$\Delta T_2$ : Variación de temperatura [°F].

$T_b$ : Temperatura en el punto b [ $^{\circ}\text{F}$ ].

$T_a$ : Temperatura en el punto a [ $^{\circ}\text{F}$ ].

$$T_b = 29.84^{\circ}\text{F} + 12^{\circ}\text{F}$$

$$T_b = 41.84 [^{\circ}\text{F}] = 5.5 [^{\circ}\text{C}]$$

$$P_b = P_{asp} = 279 [\text{kPa}]$$

$$h_b = 1482.28 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$\rho_b = 2.27 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

### **Punto c.**

Las propiedades del punto c comenzando por la presión en c o presión de descarga, para el cálculo de la misma se considera una caída de presión de 4 psia (27.58 kPa) en la línea de descarga. Por lo tanto mediante la siguiente ecuación se tiene:

$$P_{desc} = P_{cond} + \Delta P_{desc} \quad (47)$$

Donde:

$P_{desc}$ : Presión de descarga [kPa].

$\Delta P_{desc}$ : Caída de presión en la línea de descarga [kPa].

$P_{cond}$ : Presión de condensación [kPa].

$$P_{desc} = 1245.5 \text{ kPa} + 27.58 \text{ kPa}$$

$$P_{desc} = 1273.08 [\text{kPa}].$$

La temperatura medida desde la salida del compresor y por la tubería de descarga al condensador fue de  $105^{\circ}\text{C}$  y con la presión de descarga, mediante el anexo AA se

obtienen las demás propiedades de este punto como volumen específico y densidad en el punto c.

$$\rho_c = 8 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$v_b = 0.13 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$$

Con lo que se puede evaluar el coeficiente isoentrópico para un proceso real, mediante la siguiente ecuación

$$P_{\text{asp}} * v_b^n = P_{\text{desc}} * v_c^n \quad (48)$$

Donde:

$P_{\text{asp}}$ : Presión de aspiración [kPa].

$P_{\text{desc}}$ : Presión de descarga [kPa].

$v_b$ : Volumen específico en el punto b  $\left[ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$ .

$v_c$ : Volumen específico en el punto c  $\left[ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$

n: Exponente isoentrópico para amoníaco.

$$279.24 * 0.44^n = 1273.08 * 0.13^n$$

$$n = 1.24$$

Para el amoníaco se recomienda un exponente isoentrópico de 1.31 [15], según el cálculo este exponente es de 1.24, como este está en función de la presión de aspiración y descarga se puede decir que las presiones a las que trabaja el compresor son adecuadas, por lo tanto no se hace ninguna modificación a estas para el mejoramiento de la eficiencia del sistema.

$$T_c = 105 \text{ [}^\circ\text{C]}$$



$$h_c = 1690 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

**Punto 2.**

Desde el punto c cae la presión hasta la presión de condensación mediante un proceso isoentálpico el mismo que se produce en la apertura de la válvula de descarga

$$P_2 = 1244.5 \text{ [kPa]}$$

$$h_2 = h_c = 1690 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

**Punto 3'.**

Después de comprimir el refrigerante, este pasa por el condensador a presión constante, cambiando de estado gaseoso estado líquido. Como se trata de un ciclo real este punto se ha desplazado hacia la zona de líquido subenfriado, debido a una disminución de temperatura a la salida del condensador, lo cual permite tener una mayor concentración de refrigerante aumentando así el valor del efecto refrigerante.

$$P_2 = 1244.5 \text{ [kPa]}$$

$$T_3' = 30 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_3' = 335 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

**Punto 4'.**

El punto 4' se encuentra en la zona de líquido – vapor, con un pequeño desplazamiento hacia la izquierda y tiene la misma entalpía puesto que el proceso que se da en la válvula de expansión es isoentálpico por ende  $h_4' = h_3'$ .

$$P_4 = P_1 = 306.82 \text{ [kPa]}$$

$$h_4' = h_3' = 335 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Por lo tanto después de encontrar los puntos correspondientes, y mediante el C.O.P. real de la instalación se halla la eficiencia frigorífica de la instalación.

$$\text{C. O. P.}_{\text{real-inst}} = \frac{h_1 - h_4'}{h_2 - h_1'} \quad (49)$$

Donde:

C. O. P.<sub>real-inst</sub>: Coeficiente de funcionamiento real de la instalación.

$h_1$ : Entalpía a la salida del evaporador  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ .

$h_2$ : Entalpía a la salida del compresor  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ .

$h_4'$ : Entalpía a la entrada del evaporador  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ .

$h_1'$ : Entalpía a la entrada del compresor  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ .

$$\text{C. O. P.}_{\text{real-inst}} = \frac{1450.86 - 335}{1690 - 1470}$$

$$\text{C. O. P.}_{\text{real-inst}} = 5.07$$

La eficiencia real de la instalación se la calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_{\text{real-inst}} = \frac{\text{C. O. P.}_{\text{real-inst}}}{\text{C. O. P.}_{\text{Carnot}}} \quad (50)$$

Donde:

$\eta_{\text{real-inst}}$ : Eficiencia real de la instalación [%].

C. O. P.<sub>real-inst</sub>: Coeficiente de funcionamiento real de la instalación.

C. O. P.<sub>Carnot</sub>: Coeficiente de funcionamiento de Carnot.

$$\eta_{\text{real-inst}} = \frac{5.07}{6.47}$$

$$\eta_{\text{real-inst}} = 78.36 \text{ [\%]}$$

**3.2.2 Cámara de conservación de productos.** En la cámara de conservación se mantienen productos que son distribuidos al día siguiente de su procesamiento o fabricación tales como: leche, yogur y quesos en distintas presentaciones.

Para realizar el análisis en la cámara de conservación se utiliza el mismo procedimiento que se empleó en el banco de agua helada, al contrario del caso anterior el sistema en estudio no consta de instrumentos de medición, pero a partir de la temperatura de la cámara y la temperatura ambiente, las cuales se pueden medir se realiza el estudio.

**3.2.2.1 Ciclo de Carnot invertido.** Para hacer el análisis del ciclo de Carnot invertido se necesita del cálculo de las temperaturas y presiones de evaporación y condensación, las cuales se muestran a continuación.

#### **Temperatura y presión de evaporación.**

El análisis de la temperatura de evaporación del refrigerante se basa en parámetros como: temperatura de la cámara, esta se observa en el indicador que se encuentra fuera de la misma, y la diferencia de temperatura entre el evaporador y espacio refrigerado (TD), esta diferencia está en función de la humedad relativa dentro del espacio refrigerado y el tipo de evaporador instalado.

Si el evaporador es un enfriador de aire con circulación forzada y la humedad relativa medida por el termo – higrómetro es  $\varphi_i = 76\%$ , entonces con estos datos y en base a la siguiente tabla se obtiene TD.

Tabla 50. Diferencia de temperatura en función de la humedad relativa [2]

TD		
Humedad relativa $\phi_1$	Convección natural	Convección forzada
%	°F	°F
95 – 91	12 – 14	8 – 10
90 – 86	14 – 16	10 – 12
85 – 81	16 – 18	12 – 14
<b>80 – 76</b>	18 – 20	<b>14 – 16</b>
75 – 70	20 – 22	16 – 18

Fuente: VALENZUELA, R. Apuntes de Refrigeración

Entonces de acuerdo a la tabla anterior se tiene el valor de TD:

$$TD = 16 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{cámara}}: 9^{\circ}\text{C} = 48.2 \text{ }[^{\circ}\text{F}]$$

Por consiguiente mediante el anexo BB el cual muestra los valores de saturación para R – 22, se obtiene los siguientes resultados.

$$T_{\text{evap}} = T_{\text{cámara}} - TD_{\text{evap}} \quad (51)$$

Donde:

$T_{\text{cámara}}$ : Temperatura de la cámara de conservación [ $^{\circ}\text{F}$ ].

$TD_{\text{evap}}$ : Diferencia de temperatura [ $^{\circ}\text{F}$ ].

$T_{\text{evap}}$ : Temperatura de evaporación [ $^{\circ}\text{F}$ ].

$$T_{\text{evap}} = 48.2^{\circ}\text{F} - 16^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{evap}} = 32.2 \text{ }[^{\circ}\text{F}]. = 0.11 \text{ }[^{\circ}\text{C}]$$

$$P_{\text{evap}} = 499.44 \text{ [kPa]} = 72.44 \text{ [psia]}$$

### **Temperatura y presión de condensación.**

Para el cálculo de esta temperatura se debe tener en cuenta una diferencia de temperatura de 10 °C entre la temperatura de condensación y la temperatura ambiente.

$$\Delta T_{\text{cond}} = T_{\text{cond}} - T_a \quad (52)$$

Donde:

$\Delta T_{\text{cond}}$ : Diferencia de temperatura [°C].

$T_{\text{cond}}$ : Temperatura de condensación [°C].

$T_a$ : Temperatura ambiente [°C].

$$T_{\text{cond}} = 20.7^\circ\text{C} + 10^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{cond}} = 30.7 [^\circ\text{C}] = 87.26 [^\circ\text{F}]$$

$$P_{\text{cond}} = 1214 [\text{kPa}] = 176.1 [\text{psia}]$$

Entre tanto mediante la ecuación 42 se tiene que el C. O. P.<sub>Carnot</sub> encontrado es:

$$\text{C. O. P.}_{\text{Carnot}} = \frac{273.26}{303.85 - 273.26}$$

$$\text{C. O. P.}_{\text{Carnot}} = 8.93$$

#### **3.2.2.2 Ciclo teórico de refrigeración.**

##### **Punto 1**

Como se señaló anteriormente para un ciclo ideal se considera que el punto 1 se encuentra en la línea de vapor saturado, la presión a la cual se evalúa las propiedades en ese punto, es la presión de saturación la cual se encuentra a partir de la temperatura de evaporación en el anexo BB.

$$P_1 = 499.44 \text{ [kPa]}$$

$$T_1 = 0.11 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_1 = 405.41 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$s_1 = 1.752 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$$

$$\rho_1 = 21.29 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

## **Punto 2.**

Debido a que se asume que el trabajo que realiza el compresor es isoentrópico o sea a entropía constante se tiene que  $s_2 = s_1 = 1.752$ .

Por lo tanto el punto 2 se encuentra en la zona de vapor recalentado, este punto se encuentra intersecando las líneas de entropía constante  $s_1$  y presión de condensación o  $P_2$  en el diagrama  $p - h$  de R - 22 presentado en el anexo EE o también mediante las tablas de vapor recalentado presentadas en el anexo CC y DD.

$$P_2 = 1214 \text{ [kPa]}$$

$$T_2 = 45.5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_2 = 427.39 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$s_2 = s_1 = 1.752 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$$

$$\rho_2 = 47.28 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

**Punto 3.**

A igual que el punto 1 el punto 3 para que el ciclo sea ideal se considera que el punto 3 se encuentra en la línea de líquido saturado, por lo tanto en la tabla de saturación o anexo K1 se encuentra los siguientes valores:

$$P_3 = P_2 = 1214 \text{ [kPa]}$$

$$T_3 = 30.7 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_3 = 237.55 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$s_3 = 1.128 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$$

$$\rho_3 = 1171 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

**Punto 4.**

El punto 4 se encuentra en la zona de líquido – vapor y tiene la misma entalpía puesto que el proceso que se da en la válvula de expansión es isoentálpico por ende  $h_4 = h_3$ .

$$P_4 = P_1 = 499.44 \text{ [kPa]}$$

$$T_4 = 0.11 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_4 = h_3 = 237.55 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Por lo tanto después de encontrar los puntos correspondientes, y mediante la ecuación 43 se obtiene el C.O.P. teórico de la instalación y se halla la eficiencia frigorífica ecuación 44.

$$\text{C. O. P.}_{\text{teor-ins}} = \frac{405.41 - 237.55}{427.39 - 405.41}$$

$$C.O.P._{teor-inst} = 7.64$$

$$\eta_{teor-inst} = \frac{7.64}{8.93}$$

$$\eta_{teor-inst} = 85.49 \text{ [\%]}$$

### 3.2.2.3 Ciclo real de refrigeración.

#### Punto 1'

Como se mencionó en el desarrollo del ciclo real para el banco de agua de helada, la variación principal ocurre en el compresor.

Se considera que el punto 1' se localiza en la zona de vapor recalentado, debido al recalentamiento del refrigerante sea en el evaporador o en la tubería de aspiración [2]. Este incremento de temperatura es de 10°F y mediante la siguiente ecuación se obtiene la temperatura para este punto.

$$T_1' = T_1 + \Delta T \quad (53)$$

Donde:

$T_1'$ : Temperatura en el punto 1' [°F].

$\Delta T$ : Recalentamiento en la tubería de aspiración [10 °F].

$T_1$ : Temperatura en el punto 1 °F.

$$T_1' = 32.2^\circ\text{F} + 10^\circ\text{F}$$

$$T_1' = 42.2 \text{ [°F]} = 5.7 \text{ [°C]}$$

La presión en este punto es igual que la presión en el punto 1, la entalpía y entropía se halla mediante el diagrama p – h para el refrigerante R – 22 o anexo FF.

$$P_1' = P_1 = 499.44 \text{ [kPa]}$$



$$h'_1 = 408.2 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$s'_1 = 1.76 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$$

**Punto a.**

Debido a la válvula de aspiración existe una caída de presión de 4 psi, por lo que la presión de aspiración se obtiene utilizando la ecuación 45

$$P_{\text{asp}} = 499.99 \text{ kPa} - 27.58 \text{ kPa}$$

Las propiedades restantes del punto a se hallan mediante el diagrama p – h, el cual se ubica como anexo FF.

$$P_{\text{asp}} = 472.41 \text{ [kPa]}$$

$$T_a = 4.7 \text{ [}^\circ\text{C]} = 40.46 \text{ [}^\circ\text{F]}$$

$$h_a = h'_1 = 408.2 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

**Punto b.**

Este punto tiene la misma presión que el punto a, el refrigerante tiene un aumento de temperatura de 12 °F debido al contacto del mismo con las paredes del cilindro, por ende propiedades como entalpía y entropía correspondiente para este punto se encuentran en la tabla de vapor recalentado o anexos K2 y K3.

$$P_b = P_a = 472.41 \text{ [kPa]}$$

Mediante la ecuación 46 se obtiene la temperatura en el punto b.

$$T_b = 52.46 [^{\circ}\text{F}] = 11.37 [^{\circ}\text{C}]$$

$$h_b = 413.84 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$s_b = 1.79 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{K}} \right]$$

$$\rho_b = 18.80 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

### Punto c

Las propiedades del punto c comenzando por la presión en c o presión de descarga, para el cálculo de la misma se considera una caída de presión de 4 psia (27.58 kPa) en la línea de descarga. Por lo tanto mediante la siguiente ecuación 47 se tiene:

$$P_{\text{desc}} = 1241.37 [\text{kPa}].$$

En el diagrama p – h para R – 22, desde el punto b se considera un proceso isoentrópico al intersectar con la línea de presión de descarga se puede encontrar las propiedades del punto c.

Teniéndose en cuenta mediante la eficiencia isentrópica del compresor

$$\eta_{\text{isoent-comp}} = \frac{h_2 - h_1}{h_c - h_1} \quad (54)$$

Donde:

$\eta_{\text{isoent-comp}}$ : Eficiencia isoentrópica del compresor [70 %].

$h_2$ : Entalpía en el punto 2  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ .

$h_1$ : Entalpía en el punto 1  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ .

$h_c$ : Entalpía en el punto c  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ .

$$h_c = 436.8 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$\rho_c = 43.31 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$T_c = 72.5 [^{\circ}\text{C}]$$

## **Punto 2.**

Desde el punto c cae la presión hasta la presión de condensación mediante un proceso isoentálpico el mismo que se produce en la apertura de la válvula de descarga

$$P_2 = 1214 [\text{kPa}]$$

$$h_2 = h_c = 436.8 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$T_2 = 56 [^{\circ}\text{C}]$$

## **Punto 3'.**

Después de comprimir el refrigerante, este pasa por el condensador a presión constante, cambiando de estado gaseoso estado líquido. Como se trata de un ciclo real este punto se ha desplazado hacia la zona de líquido subenfriado, debido a una disminución de temperatura a la salida del condensador, lo cual permite tener una mayor concentración de refrigerante aumentando así el valor del efecto refrigerante.

$$P_3' = P_2 = 1214 [\text{kPa}]$$

$$T_3' = 28 [^{\circ}\text{C}]$$

$$h_3' = 234 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

**Punto 4'.**

El punto 4' se encuentra en la zona de líquido – vapor, con un pequeño desplazamiento hacia la izquierda y tiene la misma entalpía puesto que el proceso que se da en la válvula de expansión es isoentálpico por ende  $h_4' = h_3'$ .

$$P_4 = P_1 = 499.44 \text{ [kPa]}$$

$$h_4' = h_3' = 234 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Por lo tanto después de encontrar los puntos correspondientes, y mediante el COP de la instalación se halla la eficiencia frigorífica de la instalación.

$$\text{C. O. P.}_{\text{real-inst}} = \frac{405.41 - 234}{436.8 - 408.2}$$

$$\text{C. O. P.}_{\text{real-inst}} = 5.99$$

$$\eta_{\text{real-inst}} = \frac{5.99}{8.93}$$

$$\eta_{\text{real-inst}} = 67.1 \text{ [%]}$$

**3.2.3 Cámara de maduración de quesos.** Con los datos de temperatura y humedad medidos se prosigue de acuerdo con el procedimiento anterior.

**3.2.3.1 Ciclo de Carnot invertido.** Al igual que la cámara de conservación, en la cámara de maduración de quesos, para realizar el análisis del ciclo de Carnot se necesita de las temperaturas y presiones de evaporación y condensación, el cual se muestra a continuación bajo el mismo modelo de cálculo.

**Temperatura y presión de evaporación.**

El evaporador es un enfriador de aire con circulación forzada y la humedad relativa medida por el higrómetro es  $\varphi_i = 74\%$ , entonces en base en la tabla 10 se obtiene TD.

$$TD = 16 \text{ [}^{\circ}\text{F]}$$

Si el indicador de temperatura de la cámara de conservación marca 7°C

$$T_{\text{cámara}}: 7 \text{ [}^{\circ}\text{C]} = 44.6 \text{ [}^{\circ}\text{F]}$$

Mediante la ecuación 51 y con el anexo GG, el cual muestra los valores de saturación para el refrigerante 134a, se obtiene la temperatura y presión de evaporación:

$$T_{\text{evap}} = 28.6 \text{ [}^{\circ}\text{F]} = -1.9 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

$$P_{\text{evap}} = 273.24 \text{ [kPa]} = 39.6 \text{ [psia]}$$

### **Temperatura y presión de condensación.**

Mediante la ecuación 52 y con una diferencia de temperatura de 10 °C entre la temperatura ambiente y la temperatura de condensación.

$$T_{\text{cond}} = 30.7 \text{ [}^{\circ}\text{C]} = 87.26 \text{ [}^{\circ}\text{F]}$$

$$P_{\text{cond}} = 785.89 \text{ [kPa]} = 114 \text{ [psia]}$$

Entre tanto mediante la ecuación 42 se tiene que el C. O. P.<sub>Carnot</sub> calculado es:

$$C. O. P._{\text{Carnot}} = \frac{271.26}{303.85 - 271.26}$$

$$C. O. P._{\text{Carnot}} = 8.32$$

Se utiliza el mismo método de la cámara de conservación de productos lácteos para calcular el ciclo ideal y real considerando que el refrigerante utilizado es R – 134a.

**3.2.3.2 Ciclo teórico de refrigeración.** En el anexo GG se evalúan los puntos de saturación para el refrigerante 134a.

**Punto 1**

$$P_1 = 273.24 \text{ [kPa]}$$

$$T_1 = -1.9 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_1 = 396.1 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$s_1 = 1.723 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$$

$$\rho_1 = 13.57 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

**Punto 2.**

Debido a que se asume que el trabajo que realiza el compresor es isoentrópico o sea a entropía constante se tiene que  $s_2 = s_1$ . El valor de la entalpía y entropía se pueden encontrar en los anexos HH y II o en el diagrama  $p - h$ , del refrigerante 134a, mostrados en el anexo JJ.

$$P_2 = 785.89 \text{ [kPa]}$$

$$T_2 = 35 \text{ }^\circ\text{C} = 95 \text{ [}^\circ\text{F]}$$

$$h_2 = 420 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$s_2 = s_1 = 1.723 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$$

**Punto 3.**

$$P_3 = P_2 = 785.89 \text{ [kPa]}$$

$$T_3 = 30.7 \text{ }^\circ\text{C} = 87.26 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h_3 = 242.5 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$s_3 = 1.145 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$$

**Punto 4.**

El punto 4 como se ve en el anexo JJ se encuentra en la zona de líquido – vapor y tiene la misma entalpía puesto que el proceso es isoentálpico por ende  $h_4 = h_3$ .

$$P_4 = P_1 = 273.24 \text{ [kPa]}$$

$$T_4 = -1.9 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_4 = h_3 = 242.5 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$s_3 = 1.16 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$$

Por lo tanto después de encontrar los puntos correspondientes, y mediante la ecuación 43 correspondiente al C.O.P. de la instalación se halla la eficiencia frigorífica de la instalación ecuación 44.

$$\text{C. O. P.}_{\text{teor-inst}} = \frac{396.1 - 242.5}{420 - 396.1}$$

$$\text{C. O. P.}_{\text{teor-inst}} = 6.43$$

$$\eta_{\text{teor-inst}} = \frac{6.43}{8.32}$$

$$\eta_{\text{teor-inst}} = 77.2 \text{ [%]}$$

### 3.2.3.3 Ciclo real de refrigeración.

#### Punto 1'

Mediante la ecuación 53 se obtiene la temperatura para este punto.

$$T'_1 = 28.6^\circ\text{F} + 10^\circ\text{F}$$

$$T'_1 = 38.6^\circ\text{F} = 3.7^\circ\text{C}$$

La presión en este punto es igual que la presión en el punto 1, la entalpía y entropía se halla mediante el diagrama p – h para el refrigerante R – 134a.

$$P'_1 = P_1 = 273.24 \text{ [kPa]}$$

$$h'_1 = 401 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$s'_1 = 1.745 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right]$$

#### Punto a.

Al igual que en las dos aplicaciones anteriores en el punto a existe una caída de presión que da origen a la presión de aspiración, la cual se obtiene utilizando la ecuación 45.

$$P_{\text{asp}} = 245.66 \text{ [kPa]}$$

$$T_a = 0.85^\circ\text{C} = 33.53^\circ\text{F}$$

$$h_a = h'_1 = 401 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$



**Punto b.**

Este punto tiene la misma presión que en el punto a, el refrigerante tiene un aumento de 12 °F debido al contacto con las paredes del cilindro, por ende las propiedades correspondientes para este punto son:

$$P_b = P_a = 245.66 \text{ [kPa]}$$

$$T_b = 45.53 \text{ [°F]} = 7.52 \text{ [°C]}$$

$$h_b = 404 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$s_b = 1.76 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{°K}} \right]$$

$$\rho_b = 11.45 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

**Punto c.**

Las propiedades del punto c comenzando por la presión en c o presión de descarga, para el cálculo de la misma se considera una caída de presión de 4 psia (27.58 kPa) en la línea de descarga. Por lo tanto mediante la ecuación 47 se tiene:

$$P_{\text{desc}} = 813.5 \text{ [kPa]}$$

Teniéndose en cuenta que mediante la eficiencia isoentrópica del compresor, la cual es del 70% para este tipo de cálculos, y la ecuación 54, se obtiene mediante relación la entalpía en el punto c o  $h_c$ .

$$h_c = 430.24 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$v_c = 0.025 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$$

$$\rho_c = 40 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$T_c = 48 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

### **Punto 2.**

Desde el punto c cae la presión hasta la presión de condensación mediante un proceso isoentálpico el mismo que se produce en la apertura de la válvula de descarga

$$P_2 = 785.89 \text{ [kPa]}$$

$$h_2 = 430.24 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$T_2 = 46 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

### **Punto 3'.**

Después de comprimir el refrigerante, este pasa por el condensador a presión constante, cambiando de estado gaseoso estado líquido. Como se trata de un ciclo real este punto se ha desplazado hacia la zona de líquido subenfriado, debido a una disminución de temperatura a la salida del condensador, lo cual permite tener una mayor concentración de refrigerante aumentando así el valor del efecto refrigerante.

$$P_3 = P_2 = 785.89 \text{ [kPa]}$$

$$T_3 = 27 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_3' = 239 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

### **Punto 4'.**

El punto 4 como se ve en el anexo KK se encuentra en la zona de líquido – vapor y tiene la misma entalpía puesto que el proceso que se da en la válvula de expansión es isoentálpico por ende  $h_4' = h_3'$ .

$$P_4 = P_1 = 273.24 \text{ [kPa]}$$

$$h'_4 = h'_3 = 239 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Por lo tanto después de encontrar los puntos correspondientes a la ecuación del C.O.P. real de la instalación y mediante la ecuación 50 se halla la eficiencia frigorífica de la instalación.

$$\text{C. O. P.}_{\text{real-inst}} = \frac{396.1 - 239}{430.24 - 401}$$

$$\text{C. O. P.}_{\text{real-inst}} = 5.37$$

$$\eta_{\text{real-inst}} = \frac{5.37}{8.32}$$

$$\eta_{\text{real-inst}} = 64.55 \text{ [%]}$$

### **3.3 Sistema neumático.**

El aire comprimido no es otra cosa que una fuente de energía utilizable mediante su expansión debiendo conseguir que la conserve hasta llegar a los elementos que la van usar.

Teniendo en cuenta que los equipos utilizados dentro de la producción de leche luego de la pasteurización, son de uso exclusivo del aire comprimido, por lo tanto para cada equipo neumático se toman sus datos característicos de presión, consumo específico de aire, diámetro de tubería y longitud, esto se resume en la tabla que se presenta a continuación.

Tabla 11. Características de los equipos neumáticos

EQUIPO NEUMÁTICO	PRESIÓN[bar]	CONSUMO ESPECÍFICO [m <sup>3</sup> /h]	DIÁMETRO ACTUAL [in]
PREPAC IS2 (1)	6	30	1/2
PREPAC IS2 (2)	6	30	1/2
PREPAC IS2 (3)	6	30	1/2
PREPAC IS2 (4)	6	30	3/4
PREPAC IS5	6	80	1/2
HOMOGENIZADOR	6	15	3/4

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

Una forma en la que se puede conocer el estado del sistema neumático es a través de la verificación del dimensionamiento de la red, el análisis de las fugas existentes en el sistema y la potencia requerida por el sistema.

**3.3.1 Verificación del diseño de la red de aire comprimido.** A continuación se definen parámetros necesarios que se utilizan para realizar la verificación del diseño de la red de tubería de aire comprimido.

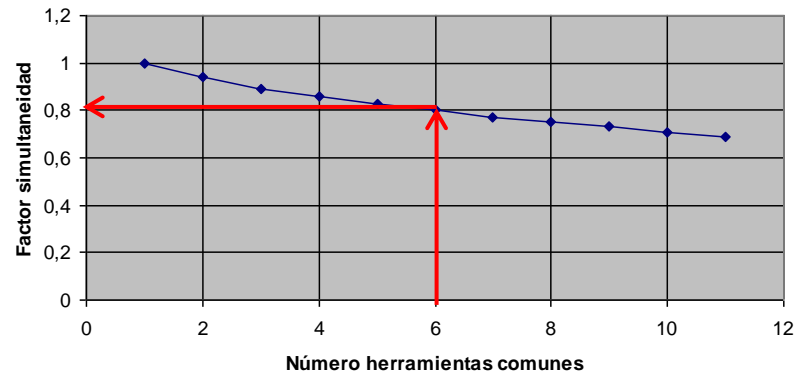
#### **Flujo volumétrico de consumo.**

El caudal de aire o flujo volumétrico de consumo se calcula sumando el requerido para cada equipo, estos datos se encuentran diseñados para condiciones estándares y se presentan en la tabla 11.

Puesto que no todos los equipos comunes funcionan a la vez se debe aplicar un coeficiente de simultaneidad el cual adecua el consumo teórico a la realidad del consumo de la instalación [16].

En el siguiente gráfico se muestra el factor de simultaneidad y de acuerdo con el número de equipos que trabajan dentro de la instalación se tiene que el sistema neumático ocupa un factor de simultaneidad de 0.8.

Figura 53. Factor de simultaneidad [16].



Fuente: VALENZUELA, R. Apuntes de Aire Comprimido

Sin olvidar que habrá que añadirse un 10% por pérdidas de aire admisible por fugas, así como sumarle un 20% para proveer posibles ampliaciones [17].

Por lo tanto con las condiciones ya antes mencionadas se calcula el flujo volumétrico de consumo y mediante la siguiente ecuación se tiene que:

$$Q_t = [Q_{e1} + Q_{e2} + \dots + Q_{en}] * fs \quad (55)$$

Donde:

$Q_t$ : Flujo teórico de aire de todos los equipos en condiciones normales  $\left[\frac{m^3}{h}\right]$ .

$fs$ : Factor de simultaneidad.

$Q_{e1, \dots, n}$ : Flujo volumétrico de cada equipo  $\left[\frac{m^3}{h}\right]$ .

$$Q_t = [80 + 30 + 30 + 30 + 30 + 15] * 0.8 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_t = 172 \left[\frac{m^3}{h}\right]$$

De acuerdo a lo anterior el flujo volumétrico de consumo total es

$$Q_{cs} = Q_t + Q_{expan} + Q_{fug} \quad (56)$$

Donde:

$Q_{cs}$ : Flujo volumétrico de aire en condiciones normales  $\left[\frac{m^3}{h}\right]$ .

$Q_t$ : Flujo teórico de todos los equipos en condiciones normales  $\left[\frac{m^3}{h}\right]$ .

$Q_{expan}$ : Flujo debido a posibles expansiones  $\left[\frac{m^3}{h}\right]$ .

$Q_{fug}$ : Flujo debido a fugas  $\left[\frac{m^3}{h}\right]$ .

Remplazando los porcentajes anteriores en la ecuación 56 se tiene:

$$Q_{cs} = Q_t + 20\% Q_t + 10\% Q_t \quad (57)$$

$$Q_{cs} = 172 + 0.2 * (172) + 0.1 * (172)$$

$$Q_{cs} = 224 \left[\frac{m^3}{h}\right] = 3.73 \left[\frac{m^3}{min}\right]$$

Como se dijo en el capítulo anterior la planta se encuentra en la ciudad de Riobamba, ciudad que tiene diferente situación geográfica, por lo que se debe realizar una corrección del flujo volumétrico de consumo y de la densidad del aire en condiciones actuales mediante la siguiente ecuación [18].

$$Q_{ca} = \left( \frac{P_{cond\ norm}}{P_{atm\ Riobamba} + 1.013} \right) * \left( \frac{T_{amb} + 273}{T_{cond\ norm}} \right) * Q_{cs} \quad (58)$$

Donde:

$Q_{ca}$ : Flujo volumétrico en condiciones actuales  $\left[\frac{m^3}{min}\right]$ .

$P_{cond\ stand}$ : Presión en condiciones normales [bar].

$P_{atm\ Riobamba}$ : Presión atmosférica local [bar].

$T_{cond\ stand}$ : Temperatura en condiciones estándares [°C].

$Q_{cs}$ : Flujo volumétrico en condiciones estándares  $\left[\frac{m^3}{min}\right]$ .

$$Q_{ca} = \left[ \frac{1.033}{0.72395 + 1.013} \right] * \left[ \frac{24.5 + 273}{288} \right] * 3.73$$

$$Q_{ca} = 138 \left[ \frac{m^3}{h} \right]$$

Por ende la densidad del aire tiene el mismo análisis de acuerdo a las condiciones locales.

$$\rho_{aRiobamba} = \frac{P_{Riobamba_{teo}}}{R_a * T_{amb}} \quad (59)$$

Donde:

$\rho_{aRiobamba}$ : Densidad del aire en condiciones locales.  $\left[ \frac{Kg}{m^3} \right]$

$R_{a_{teo}}$ : Constante particular del aire teórica  $\left[ 29.269 \frac{kg \cdot m}{Kg \cdot ^\circ K} \right]$

$T_{amb}$ : 24.5°C. Temperatura promedio del lugar.  $[^\circ K]$

$P_{Riobamba_{teo}}$ : Presión atmosférica local  $\left[ \frac{Kg}{cm^2} \right]$ .

Si el valor de la constante experimental de la constante de los gases con la que se trabaja en esta ocasión es de  $25.037 \frac{kgf \cdot m}{kg \cdot ^\circ K}$ , con éste dato se calcula el porcentaje de error entre los datos teórico y experimental obteniéndose mediante la ecuación 37 lo siguiente:

$$\%error = \frac{R_{a_{teo}} - R_{a_{exp}}}{R_{a_{teo}}} * 100\%$$

Donde:

%error: Error [%].

$R_{a_{teo}}$ : Constante universal de los gases teórica  $\left[ \frac{kgf \cdot m}{kg \cdot ^\circ K} \right]$ .

$R_{a_{exp}}$ : Constante universal de los gases experimental  $\left[ \frac{kgf \cdot m}{kg \cdot ^\circ K} \right]$

$$\%error = \frac{29.269 - 25.037}{29.269} * 100$$

$$\%error = 14.5[\%]$$

De acuerdo a la ecuación 59 se tiene que la densidad del aire para la ciudad de Riobamba es de:

$$\rho_{aRiobamba} = \frac{0.72395}{29.269 * 297.65}$$

$$\rho_{aRiobamba} = 0.831 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right]$$

Otro parámetro importante en el cálculo dentro de un sistema neumático es el flujo másico el cual se analiza a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \rho_{aRiobamba} * Q_{ca} \quad (60)$$

Donde:

$\dot{m}_{\text{aire}}$ : Flujo másico de aire  $\left[ \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \right]$ .

$\rho_{aRiobamba}$ : Densidad del aire en condiciones locales.  $\left[ \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right]$ .

$Q_{ca}$ : Flujo volumétrico en condiciones actuales  $\left[ \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$ .

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 0.831 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 138 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 115 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \right]$$

### **Presión máxima de trabajo.**

La presión requerida para la instalación está determinada por la mayor de todas las presiones características de cada equipo. Por lo tanto de acuerdo a la tabla 11, los equipos neumáticos están contruidos para obtener su máximo rendimiento a una presión de trabajo de 6 bares.

La presión de descarga o presión de trabajo en los compresores es de 7 bar, puesto que se debe tener presente que entre el grupo compresor y el sitio de aplicación, donde la



fuerza neumática ha de prestar su servicio, las unidades de depuración, la red de tubería que distribuye el aire comprimido por toda la planta, además de acoplamientos rápidos, filtros mangueras, conexiones, etc., que impiden que toda la energía en forma de presión se transmita íntegramente al equipo cuyo fin es utilizarla.

Por ende la presión a la que trabaja el sistema neumático es:

$$P_{sn} = 7[\text{bar}] = 7.188 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

### **Longitud equivalente.**

Es la longitud total de tubería, incluyendo las pérdidas debido a los accesorios  $[L_{eq}]$  y viene dada por:

$$L_{eq} = \sum L_H + \sum L_V + \sum L_{EA} \quad (61)$$

Donde:

$\sum L_H$  = Sumatoria de todas las longitudes horizontales [m].

$\sum L_V$  = Sumatoria de todas las longitudes verticales [m].

$\sum L_{EA}$  = Sumatoria de todas las longitudes equivalente de accesorios [m].

Para el transporte del aire comprimido desde la central de compresores hasta los lugares de utilización se emplea una red de conducciones conocidas bajo el nombre de tuberías.

Se pueden considerar tres tipos de tuberías:

- Tubería principal.
- Tubería secundaria.
- Tubería de servicio.

### **Tubería principal.**

Se denomina tubería principal a la línea de aire que sale del depósito y canaliza la totalidad del caudal de aire. Debe tener la mayor sección posible y prever un margen de

seguridad en cuanto expansiones de la fábrica y por ende un aumento en el número de compresores.

Mediante la inspección al sistema neumático se pudo observar que la tubería principal tiene las siguientes características: diámetro  $1\frac{1}{2}$  in, longitud total, ésta incluye tramos horizontales y verticales, 40 m.

Las equivalencias de los accesorios a longitud equivalente se muestran en el anexo RR, los accesorios que componen la red son:

Tabla 16. Longitud equivalente de accesorios en línea principal

ACCESORIOS	Nº ACCESORIOS	EQUIVALENTE	L <sub>eq</sub>
Codos de $1\frac{1}{2}$ "	5	2.5	12.5
Tees $1\frac{1}{2}$ "	3	3	9
Válvula de compuerta	2	0.5	1

Fuente: CRANE. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías

Por lo tanto mediante la ecuación 61 se tiene:

$$L_{eq} = 40 \text{ m} + 22.5 \text{ m}$$

$$L_{eq} = 62.5 \text{ [m]}$$

### **Tubería secundaria.**

Son las que toman el aire de la tubería principal, ramificándose por las zonas de trabajo, y de las cuales salen las tuberías de servicio.

El cálculo de la caída de presión en la línea secundaria o de suministro se basa en el mismo procedimiento utilizado anteriormente.

La longitud de la línea de suministro de acuerdo con lo observado y medido es de 16 m, con un diámetro de 3/4 " y los accesorios que componen la línea de suministro se presentan en la tabla a continuación.

Tabla 17. Longitud equivalente de accesorios en línea de suministro

ACCESORIOS	N° ACCESORIOS	EQUIVALENTE	L <sub>eq</sub>
Codos 3/4 "	4	1.4	2.8
Te 3/4	1	1.6	1.6

Fuente: CRANE. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías

$$L_{eq} = 4.4 \text{ [m]}$$

### Caída de presión.

El análisis de la caída de presión en la instalación de aire comprimido, se obtiene considerando el tramo entre el compresor y el punto más alejado de consumo.

Esta se compara con el rango de valores admisibles o "económicos" de caída de presión en diseño de tuberías para aire comprimido, estos valores se encuentran entre 0.1 – 0.3 bar. La caída de presión se calcula mediante la siguiente ecuación [16].

$$\Delta P = \frac{1.6 * 10^3 * Q_{ca}^{1.85} * L_{eq}}{10^{10} * P_{max} * d^5} \quad (62)$$

Donde:

$\Delta P$ : Caída de presión principal [bar].

$P_{max}$ : Presión máxima [bar abs].

$L_{eq}$ : Longitud equivalente de la tubería [m].

d: Diámetro interior de la tubería [m], anexo SS.

$$\Delta P = \frac{1.6 * 10^3 * 0.038191^{1.85} * 62.5}{10^{10} * 8 * 0.0409^5}$$

$$\Delta P_{principal} = 0.026 \text{ bar}$$

La presión de servicio con la cual trabajan los equipos neumáticos se calcula mediante la siguiente expresión:

$$P_s = P_{sn} - \Delta p \quad (63)$$

Donde:

$P_s$ : Presión de servicio a la cual trabajan los equipos [bar].

$P_{sn}$ : Presión a la que trabaja el sistema neumático [bar].

$\Delta p$ : Caída de presión [bar].

$$P_s = 7 \text{ bar} - 0.026 \text{ bar}$$

$$P_s = 6.974 \text{ [bar]}$$

Por lo tanto mediante la ecuación 62, y utilizando los siguientes datos se tiene la caída de presión para la tubería secundaria:

$P_{max}$ : 7.974 [bar abs].

$L_{eq}$ : 20.4 [m].

$d$ : 0.021 [m].

$Q$ : 0.038191  $\left[\frac{m^3}{s}\right]$

$$\Delta P_{suministro} = 0.238 \text{ bar}$$

La caída de presión total en la tubería que une el compresor al punto de consumo más alejado, se obtiene con la suma de la caída de presión de la línea principal y la línea de suministro

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{principal} + \Delta P_{suministro} \quad (64)$$

Donde:

$\Delta P_{total}$ : Caída de presión total en la tubería [bar].

$\Delta P_{principal}$ : Caída de presión en la línea de principal [bar].

$\Delta P_{suministro}$ : Caída de presión en la línea de suministro [bar].

$$\Delta P_{\text{total}} = 0.026 \text{ bar} + 0.238 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 0.264 \text{ bar}$$

El porcentaje de pérdida de presión se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\% \Delta P = \frac{\Delta P_{\text{total}}}{P_{\text{sn}}} \quad (65)$$

Donde:

$\% \Delta P$ : Pérdida por caída de presión [%].

$\Delta P_{\text{total}}$ : Caída de presión total en la tubería [bar].

$P_{\text{sn}}$ : Presión a la que trabaja el sistema neumático [bar].

$$\% \Delta P = \frac{0.264}{7} * 100$$

$$\% \Delta P = 3.8 \text{ [%]}$$

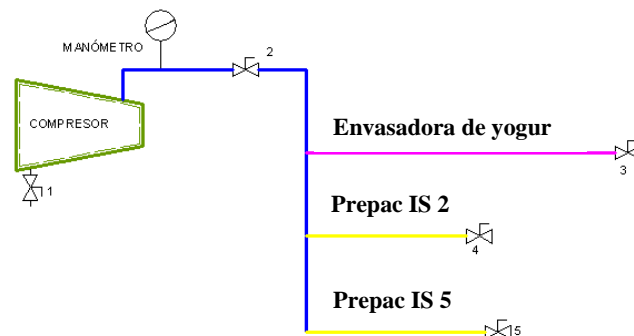
**3.3.2 Análisis de fugas.** En la industria uno de los principales problemas que puede presentar un sistema neumático son las fugas existentes en el mismo, pues estas representan pérdidas económicas y energéticas.

Para evaluar el volumen de las fugas de aire que se tiene en una instalación se utiliza el siguiente procedimiento [17]: en un determinado día no laborable, pero dejando conectados todos los equipos neumáticos, se hace la medición.

Se toma como patrón de medida el compresor instalado cuya capacidad se conoce, en este caso el compresor de tornillo de 85 cfm. Se pone en marcha el compresor y se deja en funcionamiento hasta que llene de aire toda la instalación a la presión de trabajo de 7 bares.

Una vez alcanzada esta presión, el compresor se dispara y se controla con un cronómetro el tiempo que el compresor trabaja en vacío  $t_1$ , a consecuencia de las fugas de aire existentes en el circuito baja la presión hasta el punto mínimo de 6.3 bares, presión a la cual arranca el compresor, el compresor empieza a trabajar de nuevo con carga y se anota el tiempo en que tarda en volverse a disparar  $t_2$ .

Figura 54. Esquema del procedimiento para cálculo de fugas



Fuente: ALMEIDA, J. Auditoría exergética y elaboración del proyecto de optimización del uso de la energía en la industria lechera Carchi s.a, ilcsa

En la tabla que se muestra a continuación se presentan algunas de las mediciones tomadas para el cálculo de las fugas.

Tabla 18. Tiempos medidos para cálculo de las fugas

$t_1$ (min)	$t_2$ (min)
3.90	2.22
4.14	2.38
4.02	2.3

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

Por lo tanto con los datos ya medidos y con la siguiente ecuación [16] se tiene:

$$P_{\text{fugas}} = \frac{\dot{Q}_{\text{comp}} * t_2}{t_1 + t_2} \quad (66)$$

Donde:

$P_{\text{fugas}}$ : Aire desperdiciado por fugas [cfm].

$\dot{Q}_{comp}$ : Aire liberado por el compresor [cfm].

$t_1$ : Tiempo promedio que transcurre en bajar la presión de 7 a 6.3 bar [min].

$t_2$ : Tiempo promedio que pasa en subir la presión de 6.3 a 7 bar. [min].

Reemplazando los datos obtenidos en la ecuación anterior se tiene:

$$P_{fugas} = \frac{84.7 * 2.3}{4.02 + 2.3}$$

$$P_{fugas} = 30.82 \text{ [cfm]}$$

A través de la siguiente expresión se puede representar mediante porcentaje las pérdidas por fugas.

$$\%P_{fugas} = \frac{P_{fugas}}{\dot{Q}_{comp}} \quad (67)$$

Donde:

$\%P_{fugas}$ : Pérdidas por fugas [%].

$P_{fugas}$ : Aire desperdiciado por fugas [cfm].

$\dot{Q}_{comp}$ : Aire liberado por el compresor [cfm].

$$\%P_{fugas} = \frac{30.82}{84.7}$$

$$\%P_{fugas} = 36.4\%$$

**3.3.3 Potencia requerida.** Al realizarse la inspección en la planta se puede observar que utiliza 4 compresores de diferentes capacidades, con el análisis de la potencia requerida se desea conocer si la potencia requerida es similar a la instalada.

Se considera que éste es un proceso adiabático reversible o isoentrópico puesto que la entropía del sistema permanece constante, para nuestro análisis se necesita el trabajo real del compresor para lo cual es necesario el valor de eficiencia adiabática la cual se

obtiene relacionando la eficiencia politrópica y la relación de compresión en el anexo TT.

Mediante la siguiente expresión se obtiene la relación de compresión para luego ser utilizada en el cálculo de la eficiencia adiabática.

$$\gamma = \frac{P_{des}}{P_{asp}} \quad (68)$$

Donde:

$\gamma$ : Relación de compresión.

$P_{des}$ : Presión de descarga [bar].

$P_{asp}$ : Presión de aspiración [bar].

$$\gamma = \frac{7 \text{ bar}}{0.72395 \text{ bar}}$$

$$\gamma = 9.67$$

Por lo tanto con este dato y mediante el anexo TT se tiene un valor de  $E_a = 54\%$

En la figura del anexo TT se pudo ver que la eficiencia politrópica más baja es del 66%, si se toma este dato como conservador para reemplazar en la siguiente ecuación que se muestra el cálculo de la eficiencia adiabática [19].

$$E_a = \left[ \frac{[\gamma]^{\frac{k-1}{k}} - 1}{[\gamma]^{\frac{k-1}{k \cdot E_p}} - 1} \right] \quad (69)$$

Donde:

$E_a$ : Eficiencia adiabática [%].

$E_p$ : Eficiencia politrópica. [%].



$$E_a = \left[ \frac{[9.67]^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1}{[9.67]^{\frac{1.4-1}{1.4*(0.66)}} - 1} \right]$$

$$E_a = 54\%$$

De acuerdo con la ecuación 70 se calcula el trabajo del compresor adiabático reversible [20].

$$W_{co} = \frac{k}{k-1} * R * T_{asp} \left[ (\gamma)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (70)$$

Donde:

$W_{co}$ : Trabajo adiabático del compresor  $\left[ \frac{\text{kg*m}}{\text{kg}} \right]$ .

$k$ : Constante adiabática ( $C_p/C_v$ ) [1.4].

$R$ : Constante universal de los gases  $\left[ \frac{\text{kg*m}}{\text{kg*°K}} \right]$ .

$T_{asp}$ : Temperatura de aspiración [ $24.5^\circ\text{C} = 297.65^\circ\text{K}$ ].

$$W_{co} = \frac{1.4}{1.4-1} * 29.269 * (297.65) \left[ \left( \frac{7.87438}{0.73822} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right]$$

$$W_{co} = 29465.19 \frac{\text{kg m}}{\text{kg}}$$

Con los datos anteriormente calculados y de acuerdo con la siguiente expresión se tiene que la potencia requerida por el sistema neumático en el punto más crítico de consumo y en las condiciones ya antes descrita es:

$$P_{ot} = \frac{\dot{m}_{aire} * W_{co}}{E_a} \quad (71)$$

Donde:

$P_{ot}$ : Potencia requerida por el sistema neumático [HP].

$\dot{m}_{\text{aire}}$ : Flujo másico de aire  $\left[ \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \right]$ .

$$P_{\text{ot}} = \frac{132 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * 29465.19 \frac{\text{kg m}}{\text{kg}}}{0.54}$$

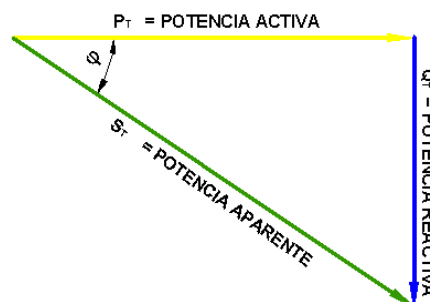
$$P_{\text{ot}} = 2001 \frac{\text{kg. m}}{\text{s}} = 27\text{HP}$$

### 3.4 Sistema eléctrico.

Una forma para tener una idea de cómo trabaja las instalaciones eléctricas es mediante el análisis del factor de potencia y su relación con la empresa. El factor de potencia es el término usado para describir la relación entre la potencia de trabajo (real o activa) y la potencia total (aparente) consumida, además se define como el desfase entre el voltaje y la intensidad en corriente alterna.

Así pues en la siguiente figura se muestra el triángulo de potencias, la cual representa gráficamente la relación entre la potencia real (kw), la potencia reactiva (kvar) y la potencia total (kva).

Figura 55. Triángulo de potencias



Fuente: ALMEIDA, J. Auditoría exergética y elaboración del proyecto de optimización del uso de la energía en la industria lechera Carchi s.a, ilcsa

Mediante el anexo YY en el cual se muestra un ejemplo de la planilla de consumo eléctrico de la planta, con lo que se puede observar con que factor de potencia trabaja la fábrica mensualmente.

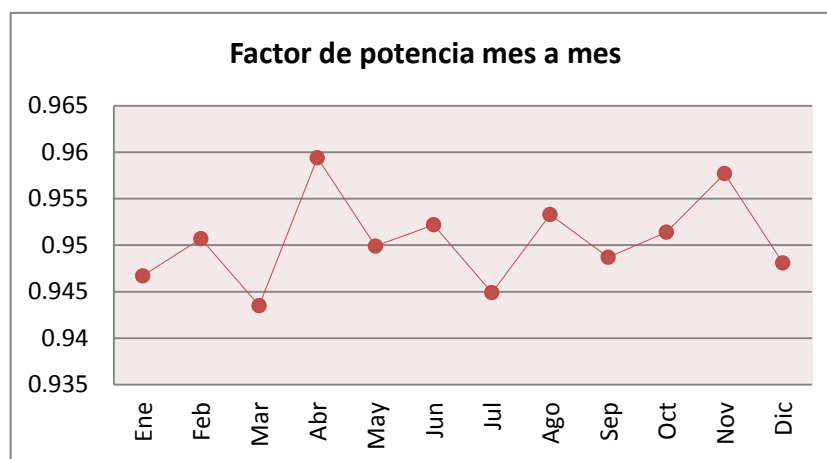
Tabla 15. Factor de potencia mes a mes

MES	FACTOR DE POTENCIA
Enero	0.9467
Febrero	0.9507
Marzo	0.9435
Abril	0.9594
Mayo	0.9499
Junio	0.9522
Julio	0.9449
Agosto	0.9533
Septiembre	0.9487
Octubre	0.9514
Noviembre	0.9577
Diciembre	0.9481
	<b>0.9506</b>

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

Con los valores de la tabla anterior, en la figura 56 se muestra el comportamiento del factor de potencia mes a mes.

Figura 56. Cuadro comparativo del factor de potencia mes a mes



Fuente: Autora

Por lo tanto la empresa trabaja con un factor de potencia promedio al mes de 0.9506, que es aceptable puesto que si éste es menor a 0.92 de acuerdo a lo establecido por el reglamento de tarifas, el monto de la factura se incrementará al ser penalizado por bajo factor de potencia.

## CAPÍTULO IV

### 4. PLAN DE AHORRO DE ENERGÍA EN LOS DIFERENTES SISTEMAS.

#### 4.1 Sistema de vapor.

Existen factores que influyen en la eficiencia, la cual representa el comportamiento del caldero, estos factores están sujetos a mejoras y por ende a un ahorro económico significativo.

**4.1.1** *Temperatura de los gases de chimenea.* Para éste análisis se tiene en cuenta la siguiente consideración, la cual consiste, en que la temperatura de los gases de chimenea  $T_{gc}$ , en la base de ésta, debe ser hasta  $52^{\circ}\text{C}$  mayor que la temperatura de vapor de agua  $T_v$  en el caldero [21], mientras que según los datos obtenidos mediante instrumentos esta relación es de  $140.7^{\circ}\text{C}$  valor que no se encuentra dentro del rango admisible del buen funcionamiento del equipo.

El valor excesivo de la temperatura en la salida de los gases de chimenea es debido a la acumulación de carbón en el lado de fuego o a incrustaciones en el lado de agua, el primer factor se debe al poco mantenimiento interno del caldero, el segundo se debe a los años de funcionamientos del ablandador y por lo tanto un desgaste de la resina del mismo, el cual tiene como consecuencia un valor de SDT de 201 según muestra el anexo F2, mayor al recomendado el cual es de 15 ppm.

La mejora de éste parámetro se basa en una limpieza interna del caldero y en la sustitución de la resina del ablandador, con lo cual se lograría una menor porcentaje de incrustaciones en los dos lados de los tubos del caldero con lo que se obtendría un ahorro económico dentro de la empresa, puesto que la disminución de la temperatura de salida de los gases de chimenea es un factor importante dentro de las pérdidas que se ocasionan en la chimenea.

Si se sigue con la recomendación antes dada la temperatura de salida de los gases de chimenea pasa de 298.1°C a 210.1°C, por lo tanto mediante el anexo L [A] se puede realizar un cálculo rápido de las pérdidas por chimenea modificadas, y ver el efecto que tienen en la eficiencia del caldero.

Los datos necesarios que se involucran en el cálculo son: la temperatura de salida de los gases, la temperatura del cuarto de calderos y el %CO<sub>2</sub>

Entonces sí:

$$DIF_{T_{gc}-T_{cc}} = T_{gc} - T_{cc} \quad (72)$$

Donde:

$DIF_{T_{gc}-T_{cc}}$ : Diferencia de temperatura [°C].

$T_{cc}$ : Temperatura del cuarto de caldero [°C]

$T_{gc}$ : Temperatura de gases de chimenea [°C]

$$DIF_{T_{gc}-T_{cc}} = 210.1\text{ °C} - 24.5\text{ °C}$$

$$DIF_{T_{gc}-T_{cc}} = 185.6\text{ [°C]} = 366\text{ [°F]}$$

Con 7.5 de %CO<sub>2</sub> y una  $DIF_{T_{gc}-T_{cc}} = 186\text{°C} = 366\text{°F}$  y mediante el anexo L [A] se tiene las pérdidas por chimenea ( $\%P_{chimenea}' = 20.1\%$ ), se debe tener en cuenta que las pérdidas por paredes y por purgas se mantiene constante pues no dependen de la temperatura de salida de los gases de chimenea.

Mediante la siguiente ecuación se tiene el valor de eficiencia mejorada:

$$\eta_c' = 100 - \%P_{chimenea}' - \%P_{paredes} - \%P_{purga} \quad (73)$$

Donde:

$\eta_c'$ : Eficiencia del caldero a partir de las mejoras [%].

$\%P_{chimenea}'$ : Pérdidas por chimenea mejoradas [%].

$\%P_{paredes}$ : Pérdidas por paredes [%].

$\%P_{purga}$ : Pérdidas por purga [%].

$$\eta_c' = 100 - 20.1\% - 0.66\% - 24.72\%$$

$$\eta_c' = 54.5\%$$

Con este nuevo valor de eficiencia y utilizando la ecuación 74 se obtiene el consumo de combustible mejorado.

$$m_f' = \frac{\dot{m}_v * (h_g - h_{aa})}{\eta_c' * PCI} \quad (74)$$

Donde:

$m_f'$ : Masa de combustible mejorado  $\left[\frac{kg}{h}\right]$ .

$\eta_c'$ : Eficiencia del caldero a partir de mejoras [%].

$h_g$ : Entalpía de vapor saturado a la presión absoluta  $\left[\frac{kcal}{kg}\right]$ .

$h_{aa}$ : Entalpía de agua de alimentación  $\left[\frac{kcal}{kg}\right]$ .

PCI: Poder calorífico inferior del combustible  $\left[\frac{kcal}{kg_{comb}}\right]$ .

$$m_f' = \frac{416.41 \frac{kg}{h} * (658.56 - 32.39) \frac{kcal}{kg}}{0.545 * 10143 \frac{kcal}{kg}}$$

$$m_f' = 47.17 \frac{kg}{h} * 3.86 \frac{h}{día} * 365 \frac{día}{año}$$

$$m_f' = 66456 \left[\frac{kg}{año}\right] = 20307 \left[\frac{gal}{año}\right]$$

**4.1.2 Exceso de aire.** Un elevado exceso de aire es perjudicial dentro del proceso de combustión, ya que este aire es calentado en la cámara de combustión, por lo tanto al regular la entrada de aire en el quemador, se produce una disminución del exceso de aire.

Se recomienda un 20% en el exceso de aire para combustibles líquidos, con un valor de ceniza igual a cero [22]. Basados en esta recomendación y en el anexo LL se representa un exceso de aire con un valor de 20%, obteniéndose mediante las curvas un valor de %CO<sub>2</sub> de 13%.

Utilizando la ecuación 72 se tiene que la  $DIF_{T_{gc}-T_{cc}}$  es de 274 °C o 525°F inicialmente, con este valor y el %CO<sub>2</sub> y mediante el anexo L [B] se tiene rápidamente que las pérdidas por chimenea son de:

$$\%P_{chimenea}' = 18.6\%$$

Mientras que utilizando la ecuación 73 se tiene la eficiencia del caldero a partir de las mejoras.

$$\eta_c' = 100\% - 18.6\% - 0.66\% - 24.72\%$$

$$\eta_c' = 56.02 \text{ [%]}$$

Utilizando la ecuación 74 se tiene el nuevo consumo de combustible.

$$m_f' = \frac{416.41 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * (658.56 - 32.39) \frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{comb}}}}{0.5602 * 10143 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{comb}}}}$$

$$m_f' = 45.89 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 3.86 \frac{\text{h}}{\text{día}} * 365 \frac{\text{día}}{\text{año}}$$

$$m_f' = 64652 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{año}} \right] = 19758 \left[ \frac{\text{gal}}{\text{año}} \right]$$

**4.1.3 Fugas de vapor.** En las instalaciones del sistema de vapor se pudo encontrar durante las inspecciones la existencia de dos fugas de vapor en las válvulas mezcladoras de la sección yogur y quesería, debido a empaques en mal estado, los cuales deben ser cambiados sin mayor inversión económica.

Se asume que el diámetro del orificio de la fuga existente es de 1mm para realizar los cálculos respectivos.

De acuerdo a la siguiente expresión se puede determinar el flujo de vapor fugado [23]:

$$F_v = 0.4 * d^2 \sqrt{P_v(P_v + 1)} \quad (75)$$

Donde:

$F_v$ : Flujo de vapor fugado  $\left[\frac{kg}{h}\right]$

$d$ : Diámetro del orificio de la fuga [mm]

$P_v$ : Presión de vapor  $\left[\frac{kg}{cm^2}\right]$

$$F_v = 0.4 * (1)^2 \sqrt{6.36(6.36 + 1)}$$

$$F_v = 2.74 \frac{kg}{h} * 11 \frac{h}{días} * 365 \frac{días}{año}$$

$$F_v = 11001 \left[\frac{kg}{año}\right]$$

Debido a que son dos las fugas encontradas el valor total de vapor fugado es:

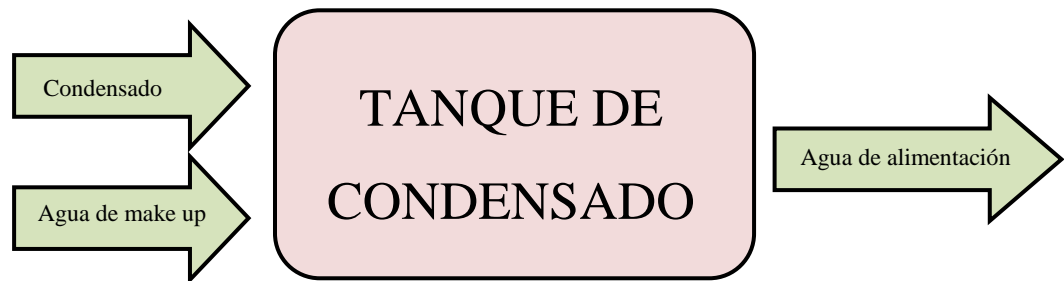
$$F_v = 22002 \left[\frac{kg}{año}\right]$$



**4.1.4 Temperatura del agua de alimentación.** Una alternativa para el ahorro de energía en el sistema de vapor es el aumento de la temperatura del agua de alimentación disminuyendo así el consumo de combustible.

Si se estima que la  $m_{aa}$  que entra al caldero es del 100% y con las entalpías ya conocidas se puede determinar que el  $\%m_{mu}$  de agua de reposición es de 76%, mientras que el  $\%m_c$  porcentaje de agua de condensado es de 24% de la totalidad de la masa de agua de alimentación.

Figura 57. Balance de energía en el tanque de condensado



Fuente: Autora

$$m_c * h_c + m_{mu} * h_{mu} = m_{aa} * h_{aa} \quad (76)$$

Donde:

$m_c$ : Masa de retorno de condensado [kg].

$h_c$ : Entalpía de condensado a 89 °C  $\left[89.39 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right]$ .

$m_{mu}$ : Masa de agua de reposición. [kg].

$h_{mu}$ : Entalpía de agua de reposición a 14.1°C  $\left[14.17 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right]$ .

$m_{aa}$ : Masa de retorno de agua de alimentación [kg].

$h_{aa}$ : Entalpía de agua de alimentación a 32.2°C  $\left[32.22 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right]$ .

$$24\% * [89.39] + 76\% * [14.17] = 100\% * [32.22]$$

Si se aumenta la cantidad de masa de agua de condensado que retorna, aumenta la temperatura del agua de alimentación a 70 °C, esto se puede lograr con una revisión y adecuación de las trampas existentes

Donde:

$$h_{aa}': \text{Entalpía de agua de alimentación a } 70^{\circ}\text{C} \left[ 70 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$$

Reemplazando este valor en la ecuación 76 se puede observar que la masa de agua de condensado debe aumentar de 24% a 74.2% del total del agua de alimentación.

$$74.2\% * [89.39] + 25.8\% * [14.17] = 100\% * [70]$$

Al aumentar la temperatura del agua de alimentación en 70°C, se tiene un nuevo valor de la entalpía de agua de alimentación con el que se calcularía un valor diferente de consumo de combustible.

Mediante la ecuación 74 se obtiene el consumo de combustible teniéndose en cuenta el nuevo valor de la entalpía de agua de alimentación a partir de las mejoras:

$$m_f' = \frac{416.41 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * (658.56 - 70) \frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{comb}}}}{10143 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{comb}}} * 0.4621}$$

$$m_f' = 52.29 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 3.86 \frac{\text{h}}{\text{día}} * 365 \frac{\text{día}}{\text{año}}$$

$$m_f' = 73670 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{año}} \right] = 22513 \left[ \frac{\text{gal}}{\text{año}} \right]$$

## 4.2 Sistema de refrigeración.

**4.2.1 Cambio de régimen de trabajo.** Como el compresor del sistema de refrigeración que está en análisis, es un compresor abierto, es decir, el motor eléctrico y el compresor están separados; por lo tanto mediante la relación que existe entre los diámetros de las poleas y las revoluciones se tiene que el número de revoluciones de la polea del compresor es:

$$\phi_c * n_c = \phi_m * n_m \quad (77)$$

$$n_c = \frac{\phi_m * n_m}{\phi_c} \quad (78)$$

Donde:

$n_c$ : Número de revoluciones de la polea del compresor [rpm].

$\phi_c$ : Diámetro de la polea del compresor [mm].

$\phi_m$ : Diámetro de la polea del motor [mm].

$n_m$ : Número de revoluciones de la polea del motor [rpm].

$$n_c = \frac{21 \text{ cm} * 1850 \text{ rpm}}{41 \text{ cm}}$$

$$n_c = 1080 \text{ [rpm]}$$

### Desplazamiento del pistón.

Es el volumen desplazado por el pistón en una carrera, los datos requeridos para este cálculo fueron encontrados en el manual del compresor [24], presentados en el anexo LL.

$$DP = L * \frac{\pi * \phi_p^2}{4} \quad (79)$$

Donde:

DP: Desplazamiento del pistón [cm<sup>3</sup>].

Ø<sub>p</sub>: Diámetro del pistón [mm].

L: Carrera del pistón [mm].

$$DP = 114 \text{ mm} * \frac{\pi * (114 \text{ mm})^2}{4}$$

$$DP = 1172813 \text{ [mm}^3\text{]} = 1173 \text{ [cm}^3\text{]}$$

### **Volumen desplazado.**

Es el volumen de fluido que en teoría aspira el compresor, por ende si el cigüeñal del compresor gira n revoluciones por minuto y tiene N cilindros entonces el volumen desplazado es:

$$VD = DP * N * n_c \quad (80)$$

Donde:

VD: Volumen desplazado  $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{min}}\right]$ .

DP: Desplazamiento del pistón [cm<sup>3</sup>].

n<sub>c</sub>: Número de revoluciones [rpm].

N: Número de cilindros.

$$VD = 1173 \text{ cm}^3 * 2 * 1080 \text{ rpm}$$

$$VD = 2533275 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}\right] = 2.534 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{min}}\right]$$

### **Masa de refrigerante.**

El cálculo de la masa de refrigerante R – 717 la cual es bombeada por el compresor, está relacionada directamente con el desplazamiento del pistón.

$$\dot{m}_r = \frac{DP}{v_b} \left[ 1 - C \left( \frac{P_{des}}{P_{asp}} \right)^{\frac{1}{n}} + C \right] * n_c * N \quad (81)$$

Donde:

$\dot{m}_r$ : Masa de refrigerante  $\left[ \frac{kg}{h} \right]$ .

$v_b$ : Volumen específico en el punto b  $\left[ \frac{m^3}{kg} \right]$ .

C: Factor de espacio muerto equivalente al 4%

$P_{desc}$ : Presión de descarga absoluta  $\left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$ .

$P_{asp}$ : Presión de aspiración absoluta  $\left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$ .

n: Exponente de compresión politrópico [1.31].

DP: Desplazamiento del pistón  $[m^3]$ .

$n_c$ : Número de revoluciones [rpm].

N: Número de cilindros.

$$\dot{m}_r = \frac{0.001173 \text{ m}^3}{0.44 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} \left[ 1 - 0.04 \left( \frac{13.12 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{2.85 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \right)^{\frac{1}{1.31}} + 0.04 \right] * 1080 * 2$$

$$\dot{m}_r = 5.25 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{min}} \right] = 315 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

### Trabajo del compresor.

El trabajo requerido por el compresor para un proceso politrópico se determina mediante la siguiente ecuación:

$$W_{co} = \left( \frac{n}{n-1} \right) (P_{asp} * v_b) \left[ \left( \frac{P_{des}}{P_{asp}} \right)^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right] \quad (82)$$

Donde:

$W_{co}$ : Trabajo del compresor para proceso politrópico  $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$ .

$P_{desc}$ : Presión de descarga absoluta  $\left[\frac{kg}{cm^2}\right]$ .

$P_{asp}$ : Presión de aspiración absoluta  $\left[\frac{kg}{cm^2}\right]$ .

$v_b$ : Volumen específico en el punto b  $\left[\frac{m^3}{kg}\right]$ .

n: Exponente de compresión politrópico [1.31].

$$W_{co} = \left(\frac{1.31}{1.31 - 1}\right) \left(28500 \frac{kg}{m^2} * 0.44 \frac{m^3}{kg}\right) \left[ \left(\frac{12.98 \frac{kg}{cm^2}}{2.85 \frac{kg}{cm^2}}\right)^{\frac{1.31-1}{1.31}} - 1 \right]$$

$$W_{co} = 22870 \left[\frac{kg \cdot m}{kg}\right] = 224.2 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$$

### Potencia del compresor.

Esta sería la potencia que en teoría se necesita para mover el tren alternativo. Pero en realidad se debe tener en cuenta que para producir ese movimiento se deben vencer las resistencias debido al rozamiento de los pistones, cojinetes, etc. Así mismo se debe contemplar las condiciones ambientales referidas a la temperatura que rodea el compresor que influyen en la viscosidad del aceite.

$$P_{co} = W_{co} * \dot{m}_r \quad (83)$$

Donde:

$P_{co}$ : Potencia teórica del compresor [HP].

$W_{co}$ : Trabajo del compresor para proceso politrópico  $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$ .

$\dot{m}_r$ : Masa de refrigerante  $\left[\frac{kg}{h}\right]$ .

$$P_{co} = 224.2 \frac{kJ}{kg} * 315 \frac{kg}{h}$$

$$P_{co} = 70623 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{h}} \right] = 27 \text{ [HP]}$$

$$P_{em} = \frac{W_{co}}{\eta_m} \quad (84)$$

Donde:

$P_{em}$ : Potencia en el eje del motor [HP].

$\eta_m$ : Eficiencia nominal del motor del compresor [90.2 %].

$$P_{em} = \frac{27 \text{ HP}}{0.902}$$

$$P_{em} = 30 \text{ [HP]}$$

### **Efecto refrigerante.**

Es el enfriamiento realizado por el fluido refrigerante desde que entra en el compresor hasta la misma aspiración del compresor.

$$ER = h_b - h_4' \quad (85)$$

Donde:

ER: Efecto refrigerante  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ .

$h_b$ : Entalpía a la entrada del compresor  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ .

$h_4'$ : Entalpía a la entrada del evaporador  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ .

$$ER = 1482.28 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 335 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$ER = 1147.28 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

### Potencia frigorífica.

$$P_f = \dot{m}_r * ER \quad (86)$$

Donde:

$P_f$ : Potencia frigorífica  $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{h}}\right]$ .

$ER$ : Efecto refrigerante  $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$ .

$$P_f = 315 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 1147.28 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_f = 361393.2 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{h}}\right]$$

### Volumen de agua a enfriar.

$$V = h * l * a \quad (87)$$

Donde:

$V$ : Volumen de agua a enfriar  $[\text{m}^3]$ .

$h$ : Altura del banco de agua helada.  $[\text{m}]$ .

$l$ : Longitud del banco de agua helada.  $[\text{m}]$ .

$a$ : Ancho del banco de agua helada.  $[\text{m}]$ .

$$V = 2.4 \text{ m} * 6.3 \text{ m} * 1.2 \text{ m}$$

$$V = 18.144 [\text{m}^3]$$

### Masa de agua a enfriar.

$$m_a = V * \rho_a \quad (88)$$

Donde:

$m_a$ : Masa de agua a enfriar  $[\text{kg}]$ .



$\rho_a$ : Densidad del agua  $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$ .

V: Volumen de agua a enfriar  $[\text{m}^3]$ .

$$m_a = 18.144 \text{ m}^3 * 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m_a = 18144 [\text{kg}]$$

### **Calor sensible.**

Es el calor retirado al enfriar desde la temperatura inicial hasta la temperatura de congelación del producto.

$$q_s = m_a * c_{p_{\text{agua}}} * (t_2 - t_1) \quad (89)$$

Donde:

$q_s$ : Calor sensible retirado  $[\text{kJ}]$ .

$c_{p_{\text{agua}}}$ : Calor específico del agua  $\left[4.198 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}}\right]$ .

$m_a$ : Masa de agua a enfriar  $[\text{kg}]$ .

$t_2$ : Temperatura inicial  $[\text{°C}]$ .

$t_1$ : Temperatura de congelación del agua  $[\text{°C}]$ .

$$q_s = 18144 \text{ kg} * 4.1868 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} * (11.5 ^\circ\text{C} - 0 ^\circ\text{C})$$

$$q_s = 873601 [\text{kJ}]$$

### **Masa de hielo alrededor del serpentín.**

Se tiene que la masa a congelarse es diferente puesto que es solamente alrededor de los tubos en donde se forma una capa de hielo de  $1 \frac{3}{4}$ " de espesor por lo tanto se estima un valor diferente de masa para este cálculo.

Si se tiene que el diámetro de los tubos del serpentín son de  $1\frac{1}{4}$ " y cuenta con una longitud de tubo de 560 metros, por lo tanto con estos datos se puede estimar la masa de agua a congelarse.

$$\dot{m}_{ah} = A_{ah} * L_t * \rho_{ah} \quad (90)$$

Donde:

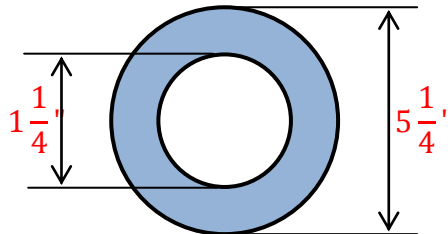
$\dot{m}_{ah}$ : Masa de agua a solidificarse [kg].

$A_{ah}$ : Área que forma la capa de hielo sobre el tubo [ $m^2$ ].

$L_t$ : Longitud total de la tubería que forma el serpentín [m].

Mientras que para calcular el área de la capa de hielo que se forma sobre los tubos que forman el serpentín, como se puede notar la geometría que se forma es una corona, por ende se tiene:

Figura 58. Esquema de masa de hielo alrededor del serpentín



Fuente: Autora

$$A_{ah} = \frac{\pi}{4} [d_e^2 - d_i^2] \quad (91)$$

Donde:

$A_{ah}$ : Área que forma la capa de hielo sobre el tubo [ $m^2$ ].

$d_e$ : Diámetro exterior del serpentín [mm].

$d_i$ : Diámetro interior del tubo del serpentín [mm].

$$A_{ah} = \frac{\pi}{4} [133.35 \text{ mm}^2 - 31.75 \text{ mm}^2]$$

$$A_{ah} = 0.010641 \text{ [m}^2\text{]}$$

Por lo tanto se tiene que la masa de agua a solidificarse es:

$$\dot{m}_{ah} = 0.010641 \text{ m}^2 * 560 \text{ m} * 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{m}_{ah} = 5959 \text{ [kg]}$$

### **Calor latente.**

Este se presenta cuando el líquido pasa a sólido, en ese momento también se absorbe calor mediante el proceso de solidificación.

$$q_l = \dot{m}_{ah} * h_{if} \quad (92)$$

Donde:

$q_l$ : Calor latente [kJ].

$\dot{m}_{ah}$ : Masa de agua a solidificarse [kg].

$h_{if}$ : Calor latente de solidificación  $333.7 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} \right]$

$$q_l = 5959 \text{ kg} * 333.7 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$$

$$q_l = 1988519 \text{ [kJ]}$$

Si la suma de los calores antes calculados es igual a la potencia frigorífica a partir de esto se puede calcular el tiempo que se requiere para realizar la congelación del agua dentro del banco de hielo, bajo el horario nocturno.

$$P_f = \frac{q_s + q_l}{t} \quad (93)$$

Donde:

t: Tiempo requerido para realizar el nuevo régimen de trabajo [h].

$q_l$ : Calor latente [kJ].

$q_s$ : Calor sensible retirado [kJ].

$P_f$ : Potencia frigorífica  $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{h}}\right]$ .

$$t = \frac{873601 \text{ kJ} + 1988519 \text{ kJ}}{361393.2 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}}$$

$$t = 8 \text{ [h]}$$

### 4.3 Sistema neumático.

Dentro del sistema neumático se pueden considerar algunas alternativas para lograr que este funcione de forma más eficiente entre las que se tiene:

**4.3.1 Dimensionamiento de la tubería.** Si los diámetros de los tubos tanto principales como de distribución son demasiado pequeños, es posible que se produzca una caída de presión considerable.

Como se analizó en el capítulo anterior el porcentaje de caída de presión en el tramo más largo, es decir entre el compresor y el equipo neumático, es mayor al admisible, la tubería principal que compone este tramo tiene una caída de presión de 0.026 bar la cual está dentro del rango, mientras que la caída de presión de la tubería de distribución de este es de 0.238 bar, la cual es mayor al valor que se tiene como rango económico recomendado para red de tubería.

Según el Instituto Nacional de Energía (INE), se debe admitir un porcentaje de pérdida del 2% de la presión suministrada por el compresor al punto de consumo más lejano, en este caso se observa que este porcentaje es superior al admisible.

De acuerdo con el anexo UU en el cual se realiza un rápido análisis del nuevo diámetro de la tubería de distribución de tal manera que se obtenga una caída de presión recomendada de 0.14 bar [17], el nuevo diámetro de la tubería a ser cambiada es de 1 in.

**4.3.2** *Estado de la red de tuberías.* Las fugas, aunque sean pequeñas, pueden resultar muy costosas en el transcurso del tiempo. Como margen referencial se tiene entre el 10 y 15% de la capacidad del compresor, habría de destinarse a pailar el escape de aire por fugas [17].

De acuerdo a lo ya antes analizado el porcentaje de pérdidas por fugas de aire comprimido es del 30.86%, por lo tanto una medida de ahorro es que este porcentaje se reduzca al 10% eliminando las fugas en los tramos existentes

**4.3.3** *Potencia requerida.* Una vez concretadas las necesidades de aire comprimido es muy importante considerar el número de compresores que se requiere para sostener la capacidad en función de las necesidades ya antes especificadas.

Un concepto muy utilizado es el "2+1", esto significa instalar tres equipos de igual capacidad y que cada una de ellos sea capaz de suministrar la mitad de las necesidades totales de aire, por lo tanto dos compresores estarán en normal funcionamiento, mientras que el otro permanecerá en reserva [17].

Entonces en base a esta recomendación se tiene que la empresa necesita tres compresores de 15 HP cada uno.

## CAPÍTULO V

### 5. ANÁLISIS ECONÓMICO DEL PLAN DE AHORRO DE ENERGÍA.

En este capítulo se hace el análisis económico de todas las medidas que componen el plan de ahorro de energía, además de los consumos de combustible y energía eléctrica.

#### 5.1 Consumo de energía dentro de la empresa.

Para definir el consumo de energía dentro de la empresa productora de lácteos "PROLAC" se debe tener en cuenta que las energías utilizadas para que se desarrolle el proceso productivo son: el consumo de combustible y de energía eléctrica.

**5.1.1 Consumo de combustible.** Según informo el departamento de contabilidad el costo del galón de combustible es de U.S.A. \$ 0.820285 y mediante la información proporcionada por el jefe del área de mantenimiento se consumen anualmente 24000 galones de diesel.

$$\text{\$CE}_T = \dot{V}a_f * \$g \quad (94)$$

Donde:

$\text{\$CE}_T$ : Costo del consumo anual de energía térmica  $\left[ \frac{\$}{\text{año}} \right]$ .

$\dot{V}a_f$ : Volumen anual de combustible  $\left[ \frac{\text{gal}}{\text{año}} \right]$ .

$\$g$ : Costo del galón de combustible  $\left[ \frac{\$}{\text{galón}} \right]$ .

$$\text{\$CE}_T = 24000 \frac{\text{gal}}{\text{año}} * 0.820285 \frac{\$}{\text{galón}}$$

$$\text{\$CE}_T = 19686.84 \left[ \frac{\text{\$}}{\text{año}} \right]$$

Debido a que el caldero utiliza en su totalidad para generación de vapor, el combustible que se compra mensualmente, por lo tanto el costo del consumo de energía térmica por año es el mismo valor del consumo de combustible anual.

$$\text{\$CE}_T = 19686.84 \left[ \frac{\text{\$}}{\text{año}} \right]$$

Otro parámetro que se puede observar es el costo específico para producir un kilogramo de vapor, para lograr esta estimación se necesita conocer el consumo de vapor anual, el costo del consumo de energía térmica y mediante la ecuación 95 se tiene:

$$\text{\$Ev} = \frac{\text{\$CE}_T}{\dot{m}_{v_{\text{anual}}}} \quad (95)$$

Donde:

$\text{\$Ev}$ : Costo específico del kilogramo de vapor  $\left[ \frac{\text{\$}}{\text{kg vapor}} \right]$ .

$\dot{m}_{v_{\text{anual}}}$ : Consumo anual de vapor  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{año}} \right]$ .

$$\text{\$Ev} = \frac{19686.84 \frac{\text{\$}}{\text{año}}}{1367907 \frac{\text{kg vapor}}{\text{año}}}$$

$$\text{\$Ev} = 0.0144 \left[ \frac{\text{\$}}{\text{kg vapor}} \right]$$

Por lo tanto el costo específico para producir un kilogramo de vapor tiene un valor de U.S.A. \$ 0.0144.

**5.1.2 Consumo de energía eléctrica.** La energía eléctrica para la empresa "PROLAC"; es suministrada por la E.E.R.S.A., ésta empresa utiliza energía trifásica de 220 V proveniente de un transformador trifásico de 125kVA, para el funcionamiento de los principales equipos como son: motores eléctricos, bombas, ventiladores, agitadores, iluminación y equipos de oficina.

Por medio del anexo YY en el cual se muestra la facturación del mes de Diciembre, y se toma como ejemplo para hacer un análisis mediante el siguiente cuadro:

Tabla 16. Consumo de energía eléctrica mes a mes

MES	CONSUMO (KW – h)	TOTAL A PAGAR (\$)	COSTO UNITARIO (KW – h)
Enero	26400	2534.59	0.095
Febrero	21440	2142.82	0.095
Marzo	23680	2122.15	0.095
Abril	27200	2499.70	0.095
Mayo	25280	2412.08	0.095
Junio	25920	2455.49	0.095
Julio	28160	2523.64	0.095
Agosto	25760	2367.36	0.095
Septiembre	28160	2686.87	0.095
Octubre	21760	2174.80	0.095
Noviembre	26560	2516.12	0.095
Diciembre	24800	2380.98	0.095
	<b>305120</b>	<b>28816.61</b>	<b>0.095</b>

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC", Departamento de contabilidad

**5.1.2.1 Sistema de vapor.** También se hace un análisis del consumo eléctrico de todos los motores que conforman el sistema térmico. Se toma como ejemplo el motor del quemador y mediante el multímetro se pudo obtener que  $V = 208 \text{ volts}$  y  $A = 8.2 \text{ amp}$ , reemplazando estos valores en la siguiente ecuación se tiene:

La potencia utilizada para sistemas trifásicos está dada por:

$$P_{in} = V * I * \sqrt{3} * \cos\theta \quad (96)$$



Donde:

$P_{in}$ : Potencia de entrada [kw].

V: Voltaje medido [V].

I: Corriente medida [A].

$\cos\theta$ : Factor de potencia promedio (Tabla 15).

$$P_{in} = 208 \text{ V} * 8.2 \text{ A} * \sqrt{3} * 0.9506$$

$$P_{in} = 3.12 \text{ [kw]}$$

Por lo tanto mediante la ecuación la cual relaciona energía y potencia considerando que el tiempo que el equipo pasa encendido es de 4 horas se tiene que:

$$E = P_{in} * t \quad (97)$$

Donde:

E: Energía utilizada [kw – h].

t: Horas efectivas [h].

$$E = 2.81 \text{ kw} * 4\text{h}$$

$$E = 30.91 \text{ [kw – h]}$$

En la siguiente tabla se hace un resumen de las cargas eléctricas por las cuales está compuesto el sistema, considerándose que:

Tabla 17. Consumo eléctrico en el sistema de vapor

EQUIPO	V	A	$P_{IN}$ [Kw]	$t_f$ [h]	CONSUMO ELÉCTRICO (Kw – h)
Quemador	208	8.2	2.81	4	28.1
Bomba de combustible 1	110	2.9	0.30	4	3.0
Bomba de agua de alimentación	208	5.4	1.85	4	18.5
Bomba de combustible 2	110	4.4	0.46	4	4.6
					<b>54.2</b>

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

El sistema de vapor consume eléctricamente durante el día en todos sus equipos un total de 23.53 kw – h, por lo tanto mediante la siguiente ecuación se tiene el consumo eléctrico del sistema por todo el año.

$$CE_E = E * \frac{365 \text{ días}}{\text{año}} \quad (98)$$

Donde:

$CE_E$ : Consumo de energía eléctrica al año  $\left[ \frac{\text{kw-h}}{\text{año}} \right]$ .

$$CE_E = 54.2 \text{ kw} - \text{h} * 365 \frac{\text{día}}{\text{año}}$$

$$CE_E = 19783 \left[ \frac{\text{kw} - \text{h}}{\text{año}} \right]$$

Entonces el costo que provoca el consumo de energía eléctrica si para la zona industrial el precio del kw – h es de U. S. A. \$ 0.095, en el sistema de vapor es de:

$$\$CE_E = CE_E * \$_{Kw-h} \quad (99)$$

Donde:

$\$CE_E$ : Costo del consumo de energía eléctrica  $\left[ \frac{\$}{\text{año}} \right]$ .

$\$_{Kw-h}$ : Costo del kilovatio hora.  $\left[ \frac{\$}{\text{kw}} \right]$ .

$$\$CE_E = 19783 \text{ kw} - \text{h} * 0.095 \frac{\$}{\text{Kw} - \text{h}}$$

$$\$CE_E = 1879 \left[ \frac{\$}{\text{año}} \right]$$

Al año el costo de la energía eléctrica es de U. S. A. \$1879 al año en el sistema de vapor aproximadamente.

**5.1.2.2 Sistema de refrigeración.** Al igual que el sistema de vapor aquí se calcula el consumo de energía y cuál es su costo en la industria.

En el capítulo II se analizó los elementos que componen el sistema de refrigeración con amoniaco y mediante las siguientes ecuaciones anteriores se calcula el consumo de energía real para cada elemento.

Tabla 18. Consumo eléctrico del sistema de refrigeración

EQUIPO	V	A	P <sub>IN</sub> [Kw]	t <sub>f</sub> [h]	CONSUMO ELÉCTRICO (Kw – h)
Compresor	208	99	34	9	306
Ventilador del condensador	208	13.4	4.59	9	41.31
Bomba de agua de alimentación	110	2.9	0.30	9	2.07
Bomba de aceite	208	1.35	0.46	9	4.14
Agitador	208	6.1	2.09	1	2.09
					<b>356.24</b>

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

El consumo de energía eléctrica que tiene el sistema de refrigeración es de 356.24 kw – h al día, por lo tanto utilizando la ecuación 98 se tiene:

$$CE_E = 356.24 \text{ kw} - \text{h} * 365 \frac{\text{día}}{\text{año}}$$

$$CE_E = 130028 \left[ \frac{\text{kw} - \text{h}}{\text{año}} \right]$$

Entonces el costo que provoca el consumo de energía eléctrica en el sistema de refrigeración, teniendo en cuenta el valor del kw – h para la zona industrial es de  $0.095 \frac{\$}{\text{Kw-h}}$

$$\$CE_E = 130028 \frac{\text{kw} - \text{h}}{\text{año}} * 0.095 \frac{\$}{\text{kw} - \text{h}}$$

$$\$CE_E = 12353 \left[ \frac{\$}{\text{año}} \right]$$

Al año el costo de la energía es de U. S. A. \$ 12353 al año en el sistema de refrigeración aproximadamente.

**5.1.2.3 Sistema neumático.** Un análisis del aire comprimido su preparación y distribución son puntos neurálgicos para evitar posibles pérdidas de energía, pues dichas pérdidas pueden originar costos considerables dentro del proceso productivo.

Reuniendo la potencia de los compresores se tiene que:

Tabla 19. Consumo eléctrico del sistema neumático

EQUIPO	V	A	P <sub>IN</sub> [Kw]	t <sub>f</sub> [h]	CONSUMO ELÉCTRICO (kw – h)
Compresor de tornillo	208	54	18.5	9	166.5
Compresor de pistones [1]	208	27	9.25	2	18.5
Compresor de pistones [2]	208	2.9	14	2	28
Compresor de pistones [3]	208	27	9.25	4	37
					<b>250</b>

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

Entonces como se conoce cuantos kw – h consumen diariamente el sistema neumático se puede estimar el costo por año que genera este sistema mediante las ecuaciones 98 y 99.

$$CE_E = 250 \text{ kw – h} * 365 \frac{\text{día}}{\text{año}}$$

$$CE_E = 91250 \left[ \frac{\text{kw – h}}{\text{año}} \right]$$

$$\text{\$}CE_E = 91250 \frac{\text{kw – h}}{\text{año}} * 0.095 \frac{\text{\$}}{\text{kw – h}}$$

$$\text{\$}CE_E = 8669 \left[ \frac{\text{\$}}{\text{año}} \right]$$

**5.1.2.4 Sistema eléctrico.** En el sistema eléctrico se han reunido todos los equipos que están dentro del proceso productivo que utilicen energía eléctrica.

Tabla 20. Consumo eléctrico de la fuerza motriz

EQUIPO	V	A	P <sub>in</sub> [Kw]	t <sub>f</sub> [h]	CONSUMO ELÉCTRICO (kw – h)
Homogenizador	208	54	18.5	3	55.50
Centrífuga	208	68	9.25	2	69.72
Envasadora IS – 1	208	15	5.14	3	61.68
Envasadora IS – 5	208	29	10.27	3	30.81
					<b>120.23</b>

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo “PROLAC”

Utilizando la ecuación 98 se obtiene el consumo de energía eléctrica de todos los equipos que componen el sistema eléctrico, por lo que en forma general se tiene:

$$CE_E = 120.23 \text{ kw} - \text{h} * 365 \frac{\text{día}}{\text{año}}$$

$$CE_E = 43884 \left[ \frac{\text{kw} - \text{h}}{\text{año}} \right]$$

Por medio de la ecuación 99 se puede encontrar cuanto paga la empresa por todos los equipos que componen el sistema eléctrico:

$$\text{\$}CE_E = 65729 \frac{\text{kw} - \text{h}}{\text{año}} * 0.095 \frac{\text{\$}}{\text{kw} - \text{h}}$$

$$\text{\$}CE_E = 4169 \left[ \frac{\text{\$}}{\text{año}} \right]$$

El bombeo de agua potable y leche también tienen su costo en energía eléctrica y utilizando la misma metodología de los sistemas anteriores se tiene a continuación.

Tabla 21. Consumo eléctrico del equipo de bombeo de leche

EQUIPO	V	A	P <sub>in</sub> [Kw]	t <sub>f</sub> [h]	CONSUMO ELÉCTRICO (kw – h)
Bomba recepción – balanza	208	2.7	0.93	2	1.86
Bomba tina – preenfriador	208	2.7	0.93	3	2.79
Bomba silo – tanque balanza	208	2.7	0.93	2	1.86
Bomba tanque balanza – pasteurizador	208	2.7	0.93	3	2.79
Bomba desodorizador – homogenizador	208	5,4	1.85	2	3.7
Bomba silo – envasadoras	208	8,1	2.77	3	8.31
					<b>21.31</b>

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

Tabla 22. Consumo eléctrico del quipo de bombeo de agua

EQUIPO	V	A	P <sub>in</sub> [Kw]	t <sub>f</sub> [h]	CONSUMO ELÉCTRICO (kw – h)
Bomba cisterna – planta	208	8,1	2.77	3	8.31
Bomba de agua potable	208	5,4	1.85	2	3.7
Bomba de agua natural	208	2.7	0.93	2	1.86
Bomba de agua caliente	208	2.7	0.93	3	2.79
Bomba de recirculación envasadoras	208	8.1	2.77	2	5.54
Bomba de recirculación pasteurización	208	5.4	1.85	2	3.7
Bomba de recirculación	208	1.4	0.48	3	1.44
Bomba de agua helada 1	208	8.2	2.8	2	5.6
Bomba de agua helada 2	208	8.2	2.8	2	5.6
					<b>38.54</b>

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

Mediante la ecuación 98 se obtiene:

$$CE_E = 59.85 \text{ kw} - \text{h} * 365 \frac{\text{día}}{\text{año}}$$

$$CE_E = 21845 \left[ \frac{\text{kw} - \text{h}}{\text{año}} \right]$$

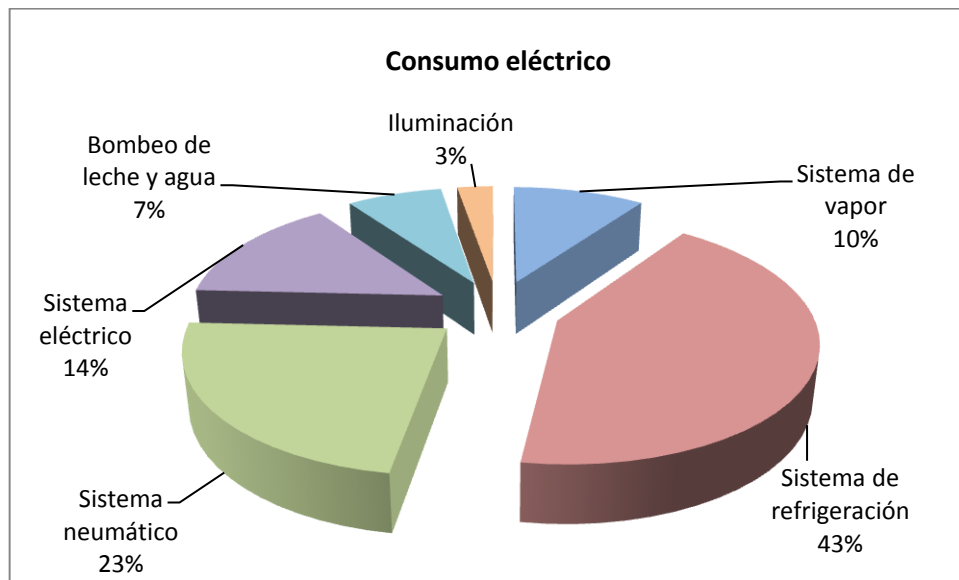
El costo del consumo total se encuentra mediante la ecuación 99.

$$\text{\$CE}_E = 21845 \frac{\text{kw} - \text{h}}{\text{año}} * 0.095 \frac{\text{\$}}{\text{kw} - \text{h}}$$

$$\text{\$CE}_E = 2075 \left[ \frac{\text{\$}}{\text{año}} \right]$$

Mediante el siguiente diagrama se muestra la influencia de cada uno de los sistemas en el consumo eléctrico.

Figura 59. Desglose del consumo eléctrico de "PROLAC"



Fuente: Autora

## 5.2 Costo de las medidas de ahorro en los diferentes sistemas.

Para definir el consumo de energía dentro de la empresa productora de lácteos "PROLAC" se debe tener en cuenta que las energías utilizadas para que se desarrolle el proceso productivo son: el consumo de combustible y de energía eléctrica.

### 5.2.1 Sistema de vapor.

**5.2.1.1 Temperatura de los gases de la chimenea.** Si el consumo de combustible inicial provisto por el cálculo de la eficiencia con una temperatura de gases de chimenea igual a 298.8°C es de:

$$\text{\$CE}_T = 19686.84 \frac{\text{\$}}{\text{año}}$$

Utilizando la siguiente ecuación se puede calcular el costo del consumo de combustible mejorado, utilizando la alternativa de disminución de temperatura de los gases de chimenea a 210.1°C, se tiene que:

$$\text{\$CE}_T' = \dot{V}a_f' * \$_g \quad (100)$$

Donde:

$\text{\$CE}_T'$ : Costo del consumo de energía térmica mejorado  $\left[ \frac{\text{\$}}{\text{año}} \right]$ .

$\dot{V}a_f'$ : Volumen de flujo de combustible mejorado  $\left[ \frac{\text{gal}}{\text{año}} \right]$ .

$$\text{\$CE}_T' = 20307 \frac{\text{gal}}{\text{año}} * 0.820285 \frac{\text{\$}}{\text{galón}}$$

$$\text{\$CE}_T' = 16658 \left[ \frac{\text{\$}}{\text{año}} \right]$$

Entonces el costo económico por ahorro de energía térmica viene dado por la siguiente ecuación:

$$\text{\$AHORRO}_{\text{ENERGÍA-TÉRMICA}} = \text{\$CE}_T - \text{\$CE}_T' \quad (101)$$

Donde:

$\text{\$AHORRO}_{\text{ENERGÍA-TÉRMICA}}$ : Costo económico por ahorro de energía térmica calculado  $\left[ \frac{\text{\$}}{\text{año}} \right]$ .



$$\text{\$AHORRO}_{\text{ENERGÍA-TÉRMICA}} = 19686.84 \frac{\text{\$}}{\text{año}} - 16658 \frac{\text{\$}}{\text{año}}$$

$$\text{\$AHORRO}_{\text{ENERGÍA-TÉRMICA}} = 3029 \frac{\text{\$}}{\text{año}}$$

**5.2.1.2 Exceso de aire.** Al considerarse un exceso de aire del 20%, se tiene una mejora de la eficiencia del caldero puesto que las pérdidas en la chimenea disminuyen con lo que se tiene primero un consumo inicial de combustible valorado en:

$$\text{\$CE}_T = 19686.84 \left[ \frac{\text{\$}}{\text{año}} \right]$$

Utilizando la ecuación 100 se puede calcular el consumo de combustible mejorado mediante la disminución del exceso de aire.

$$\text{\$CE}_T' = 19758 \frac{\text{gal}}{\text{año}} * 0.820285 \frac{\text{\$}}{\text{galón}}$$

$$\text{\$CE}_T' = 16207 \left[ \frac{\text{\$}}{\text{año}} \right]$$

Entonces el costo económico por ahorro de energía térmica viene dado por la ecuación 101.

$$\text{\$AHORRO}_{\text{ENERGÍA-TÉRMICA}} = 19686.84 \frac{\text{\$}}{\text{año}} - 16207 \frac{\text{\$}}{\text{año}}$$

$$\text{\$AHORRO}_{\text{ENERGÍA-TÉRMICA}} = 3480 \left[ \frac{\text{\$}}{\text{año}} \right]$$

**5.2.1.3 Fugas de vapor.** En el capítulo anterior se estableció la existencia de fugas de vapor en las líneas de distribución, si se reemplaza los empaques defectuosos de estas válvulas, y utilizando la siguiente expresión el ahorro que se obtiene es el siguiente:

$$\text{\$AHORRO}_{\text{ENERGÍA-TÉRMICA}} = \$E_v * F_v \quad (102)$$

$$\text{\$AHORRO}_{\text{ENERGÍA-TÉRMICA}} = 0.0335 * 22002$$

$$\text{\$AHORRO}_{\text{ENERGÍA-TÉRMICA}} = 737 \left[ \frac{\$}{\text{año}} \right]$$

**5.2.1.4 Aumento de la temperatura del agua de alimentación.** Con el aumento de temperatura del agua de alimentación de 30°C A 70°C si se sabe que el consumo de combustible inicial es de:

$$\text{\$CE}_T = 19686.84 \left[ \frac{\$}{\text{año}} \right]$$

Utilizando la ecuación 100 se puede calcular el costo del consumo de energía térmica o de combustible mejorado, se tiene:

$$\text{\$CE}_T' = 21871 \frac{\text{gal}}{\text{año}} * 0.820285 \frac{\$}{\text{galón}}$$

$$\text{\$CE}_T' = 17941 \left[ \frac{\$}{\text{año}} \right]$$

Entonces el costo económico por ahorro de energía térmica viene dado por la ecuación 101.

$$\text{\$AHORRO}_{\text{ENERGÍA-TÉRMICA}} = 19686.84 \frac{\$}{\text{año}} - 17941 \frac{\$}{\text{año}}$$

$$\text{\$AHORRO}_{\text{ENERGÍA-TÉRMICA}} = 1746 \left[ \frac{\$}{\text{año}} \right]$$

**5.2.2 Sistema de refrigeración.** En el capítulo anterior solo se tomo en cuenta el banco de agua helada para realizar el análisis de mejoras dentro del plan de ahorro de energía, puesto que las cámaras que también componen el sistema de refrigeración cuentan con las suficientes medidas para el ahorro de energía.

**5.2.2.1 Cambio de régimen de trabajo.** Por lo tanto en el banco de agua helada se consideró la alternativa que propone el cambio de régimen de trabajo, es decir que el equipo de frío trabaje en la noche almacenando una capa de hielo alrededor del serpentín, mientras que en el día no se prenda el equipo y solo se utilice el frío generado en la noche.

Por lo tanto considerándose el consumo eléctrico generado por el sistema de refrigeración se tiene lo siguiente:

$$\text{\$CE}_E = 12353 \left[ \frac{\text{\$}}{\text{año}} \right]$$

Utilizando la siguiente ecuación se puede calcular el costo del consumo de energía eléctrica mejorado si el kw – h durante el periodo de la noche, o sea 22h00 a 07h00, es de  $0.057 \frac{\text{\$}}{\text{kwh}}$  y el consumo eléctrico durante todo el año es de 130028 kw – h, por lo tanto se tiene:

$$\text{\$CE}_E' = E * \text{\$}_{\text{Kw-h}}' \quad (103)$$

Donde:

$\text{\$CE}_E'$ : Costo del consumo de energía eléctrica mejorado  $\left[ \frac{\text{\$}}{\text{año}} \right]$ .

$\text{\$}_{\text{Kw-h}}'$ : Precio del kw – h en el horario nocturno, anexo MM  $\left[ \frac{\text{\$}}{\text{kwh}} \right]$ .

$$\text{\$CE}_E' = 130028 * 0.057 \frac{\text{\$}}{\text{kwh}}$$

$$\text{\$CE}_E' = 7412 \left[ \frac{\text{\$}}{\text{año}} \right]$$

Entonces el costo económico por ahorro de energía eléctrica viene dado por la siguiente ecuación:

$$\text{\$AHORRO}_{\text{ENERGÍA-ELÉCTRICA}} = \text{\$CE}_E - \text{\$CE}_E' \quad (104)$$

Donde:

$\text{\$AHORRO}_{\text{ENERGÍA-ELÉCTRICA}}$ : Costo económico por ahorro de energía eléctrica calculado  $\left[ \frac{\$}{\text{año}} \right]$ .

$$\text{\$AHORRO}_{\text{ENERGÍA-ELÉCTRICA}} = 12353 - 7412$$

$$\text{\$AHORRO}_{\text{ENERGÍA-ELÉCTRICA}} = 4941 \left[ \frac{\$}{\text{año}} \right]$$

**5.2.3 Sistema neumático.** La potencia a plena carga de la que dispone el sistema neumático es de 55 HP y la eficiencia de estos motores en promedio es de 80% y el tiempo de funcionamiento de estos compresores al año es de 6205 horas, estos son datos importante para el cálculo del costo del consumo eléctrico debido a la caída de presión.

**5.2.3.1 Caída de presión en la tubería de suministro.** Antes se debe analizar otros parámetros como son: factor de potencia debido a la caída de presión, y la potencia por caída de presión en la tubería de suministro.

#### **Factor de potencia debido a la caída de presión.**

Una regla práctica nos indica que por cada 2 psig por efecto de caída de presión en un filtro es equivalente al 1 % de hp total del sistema.

$$P_{\Delta P} = \frac{0.01 * P_{co}(\text{HP})}{2\text{psig}} \quad (105)$$

Donde:

$P_{\Delta P}$ : Factor de potencia por caída de presión  $\left[ \frac{\text{HP}}{\text{psig}} \right]$ .

$P_{co}$ : Potencia total del sistema [HP].

$$P_{\Delta P} = \frac{0.01 * 55 \text{ HP}}{2 \text{ psig}}$$

$$P_{\Delta P} = 0.275 \frac{\text{HP}}{\text{psig}}$$

### Potencia por caída de presión en la tubería

Con el dato anterior se puede calcular el costo del consumo de energía eléctrica debido a la caída de presión, si esta es de 0.264 bar o sea 3.82 psig, por lo tanto se tiene

$$\text{Pot}_{\Delta P} = P_{\Delta P} * \Delta P_{\text{total}} \quad (106)$$

Donde:

$\text{Pot}_{\Delta P}$ : Potencia por caída de presión [HP].

$\Delta P_{\text{total}}$ : Caída de presión total [psig].

$$P_{\Delta P} = 0.275 * 3.82$$

$$P_{\Delta P} = 1.05 \text{ HP}$$

Por lo tanto el costo del consumo eléctrico debido a la caída de presión es:

$$\text{\$CE}_{\Delta P} = \frac{P_{\Delta P} * \text{tef}_{\text{año}} * \$_{\text{KW-h}} * 0.746}{\eta_{\text{motor}}} \quad (107)$$

Donde:

$\text{\$CE}_{\Delta P}$ : Costo del consumo de energía debido caída de presión  $\left[ \frac{\$}{\text{año}} \right]$ .

$\eta_{\text{motor}}$ : Eficiencia del motor [%].

$\text{tef}_{\text{año}}$ : Horas efectivas al año [h].

$$\text{\$CE}_{\Delta P} = \frac{1.05 * 6205 * 0.095 * 0.746}{0.8}$$

$$\text{\$CE}_{\Delta P} = 578 \left[ \frac{\text{\$}}{\text{año}} \right]$$

De acuerdo a lo ya descrito se debe cambiar el diámetro de la tubería de suministro, éste pasa de ¾" a 1", con lo que se logra que la caída de presión este en un rango económico admisible de 0.14 bar, por lo tanto utilizando la ecuación 105 se tiene el factor de potencia por caída de presión mejorado.

$$P_{\Delta P}' = 0.56 \text{ HP}$$

$$\text{\$CE}_{\Delta P}' = \frac{0.56 * 6205 * 0.095 * 0.746}{0.8}$$

$$\text{\$CE}_{\Delta P}' = 308 \left[ \frac{\text{\$}}{\text{año}} \right]$$

Entonces el costo del ahorro de energía en concepto económico debido al ahorro por motivo de disminución de la caída de presión en la tubería de suministro del sistema neumático viene dado por la siguiente ecuación:

$$\text{\$AHORRO}_{\text{ENERGÍA-ELÉCTRICA}} = \text{\$CE}_{\Delta P} - \text{\$CE}_{\Delta P}'$$

$$\text{\$AHORRO}_{\text{ENERGÍA-ELÉCTRICA}} = 578 - 308$$

$$\text{\$AHORRO}_{\text{ENERGÍA-ELÉCTRICA}} = 270 \left[ \frac{\text{\$}}{\text{año}} \right]$$

**5.2.3.2 Fugas de aire comprimido.** El costo del consumo eléctrico que tiene una fuga de aire en el sistema neumático está en función de la potencia efectiva de un compresor o sea la potencia para comprimir un *cfm* de aire, este parámetro se puede evaluar mediante la siguiente expresión:

$$P_e = \frac{\dot{Q}_{\text{comp}}}{P_{\text{comp}}} \quad (108)$$

Donde:

Pe: Potencia específica para comprimir un cfm de aire  $\left[\frac{\text{cfm}}{\text{HP}}\right]$ .

P<sub>comp</sub>: Potencia del compresor. [HP].

$$Pe = \frac{84.7 \text{ cfm}}{20 \text{ HP}}$$

$$Pe = 4.23 \frac{\text{cfm}}{\text{HP}}$$

La potencia específica promedio de un compresor de aire considera que un hp de potencia genera entre 3.5 a 5 cfm de aire a 100 psi, en este caso está dentro del rango establecido.

Por lo tanto el costo del consumo de energía por fugas calculado es, si el valor encontrado de estas en el capítulo III es de 30.86% se puede evaluar mediante la siguiente ecuación:

$$\text{\$CE}_{\text{fugas}} = \frac{\dot{Q}_{\text{comp}} * \%P_{\text{fugas}} * \text{tef}_{\text{año}} * \$_{\text{Kw-h}} * 0.746}{100 * Pe} \quad (109)$$

Donde:

\text{\\$CE}\_{\text{fugas}}: Costo del consumo de energía debido a fugas de aire  $\left[\frac{\$}{\text{año}}\right]$ .

tef<sub>año</sub>: Tiempo efectivo de funcionamiento  $\frac{\text{h}}{\text{año}}$ .

$$\text{\$CE}_{\text{fugas}} = \frac{84.7 * 30.86 * 3285 * 0.095 * 0.746}{100 * 4.23}$$

$$\text{\$CE}_{\text{fugas}} = 1438 \left[\frac{\$}{\text{año}}\right]$$

En el capítulo anterior se menciona que una alternativa de ahorro de energía es reduciendo las fugas por lo menos a un 10%, el cual es considerado como aceptable.

Entonces se tiene que el costo del consumo de energía por fugas se puede encontrar mediante la ecuación 109, si estas bajan a un 10% se tiene:

$$\text{\$CE}_{\text{fugas}}' = \frac{\dot{Q}_{\text{comp}} * \%P_{\text{fugas}}' * t_{\text{f año}} * \$_{\text{Kw-h}} * 0.746}{100 * P_e} \quad (110)$$

Donde:

$\text{\$CE}_{\text{fugas}}'$ : Costo del consumo de energía mejorado debido a fugas de aire  $\left[ \frac{\$}{\text{año}} \right]$ .

$\%P_{\text{fugas}}'$ : Porcentaje de fugas mejorado [%].

$$\begin{aligned} \text{\$CE}_{\text{fugas}}' &= \frac{84.7 * 10 * 3285 * 0.095 * 0.746}{100 * 4.23} \\ \text{\$CE}_{\text{fugas}}' &= 466 \left[ \frac{\$}{\text{año}} \right] \end{aligned}$$

Entonces el costo del ahorro de energía en concepto económico debido al ahorro por motivo de disminución de fugas en el sistema neumático viene dado por la siguiente ecuación:

$$\text{AHORRO}_{\text{ENERGÍA}} = \text{\$CE}_{\text{fugas}} - \text{\$CE}_{\text{fugas}}'$$

$$\text{\$AHORRO}_{\text{ENERGÍA-ELÉCTRICA}} = 1438 \frac{\$}{\text{año}} - 466 \frac{\$}{\text{año}}$$

$$\text{\$AHORRO}_{\text{ENERGÍA-ELÉCTRICA}} = 972 \left[ \frac{\$}{\text{año}} \right]$$

**5.2.3.3 Potencia requerida.** Mediante la inspección que se realizó en el sistema neumático se evidenció que la empresa ocupa 4 compresores con una fuerza total en el eje de 55 HP, el cual representa un costo en función de la energía eléctrica inicial de:

$$\text{\$CE}_E = 8669 \left[ \frac{\$}{\text{año}} \right]$$



De acuerdo al diagnóstico energético realizado al sistema neumático se calculó que éste requiere de 3 compresores con una capacidad de 45 HP, atendiendo así un margen de seguridad por mantenimiento o avería sin afectar las condiciones iniciales.

Al ser menor la potencia que se requiere el consumo eléctrico también será menor, por lo que se tiene utilizando las ecuaciones 98 y 99 lo siguiente:

$$\$CE_E' = 7386 \left[ \frac{\$}{\text{año}} \right]$$

Donde:

$$\$CE_E': \text{Consumo de energía mejorado} \left[ \frac{\$}{\text{año}} \right].$$

Por lo tanto el costo del ahorro de energía en concepto económico debido a la disminución del número de compresores en el sistema neumático viene dado por la siguiente ecuación:

$$\$AHORRO_{\text{ENERGÍA-ELÉCTRICA}} = \$CE_E - \$CE_E'$$

$$\$AHORRO_{\text{ENERGÍA-ELÉCTRICA}} = 8669 \frac{\$}{\text{año}} - 7386 \frac{\$}{\text{año}}$$

$$\$AHORRO_{\text{ENERGÍA-ELÉCTRICA}} = 1283 \left[ \frac{\$}{\text{año}} \right]$$

### 5.3 Análisis económico.

La siguiente tabla muestra un resumen de los ahorros calculados debido a las alternativas de mejora.

Tabla 23. Ahorro calculado por cada mejora en el sistema de vapor

<b>SISTEMAS DE VAPOR</b>	<b>AHORRO ANUAL CALCULADO [\$]</b>	<b>AHORRO TOTAL [\$]</b>
Temperatura de gases de chimenea	3029	8992
Exceso de aire	3480	
Temperatura de agua de alimentación	1746	
Fugas de vapor	737	

Fuente: Autora

Tabla 24. Ahorro calculado por cada mejora en el sistema de refrigeración

<b>SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN</b>	<b>AHORRO ANUAL [\$]</b>
Régimen de trabajo	4941

Fuente: Autora

Tabla 25. Ahorro calculado por cada mejora en el sistema neumático

<b>SISTEMAS NEUMÁTICO</b>	<b>AHORRO ANUAL CALCULADO [\$]</b>	<b>AHORRO TOTAL [\$]</b>
Caída de presión	270	2525
Fugas de aire comprimido	972	
Potencia requerida	1283	

Fuente: Autora

La empresa de productos lácteos "PROLAC" gasta anualmente por concepto de energía un total de U. S. A. \$ 48504 durante todo el año productivo.

Por lo tanto mediante estas alternativas de mejoras se puede ahorrar hasta un 34% del gasto total utilizado para el consumo de energías es decir un total de U. S. A. \$ 16458 al año.

## **CAPÍTULO VI.**

### **6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.**

#### **6.1 Conclusiones.**

Se elaboró un plan de uso eficiente de la energía en las instalaciones de "PROLAC", tomando en cuenta los sistemas más vulnerables en materia energética.

Se realizó un diagnóstico energético en los diferentes sistemas que componen la planta mediante la utilización de las eficiencias y de parámetros medidos y calculados que intervienen dentro del proceso productivo.

El plan de ahorro energético que se desarrollo para la empresa en base al uso eficiente de la energía contempla varias alternativas de mejoras para cada uno de los sistemas involucrados en el estudio.

Se analizó económicamente el plan elaborado para el uso eficiente de la energía en las instalaciones de "PROLAC", en base a los consumos energéticos tanto térmicos como eléctricos

El método de pasteurización que utiliza la planta productora de lácteos "PROLAC", es el HTST (High Temperature Short Time), esta empresa trabaja bajo diferentes normas de calidad para la elaboración de sus productos, los equipos que se utiliza en los distintos procesos están elaborados en acero inoxidable debido a la asepsia que se necesita para la fabricación de productos de consumo humano.

El horario de trabajo de la empresa es de 8h00 a 14h00, mientras que proceso de pasteurización comienza a partir de las 10 de la mañana y termina a las 2 de la tarde.

La empresa anualmente procesa 3650000 de leche para sus diferentes productos como leche, yogur y queso.

El costo del consumo de energía al año es de 48503.45 dólares, este rubro contempla tanto la energía eléctrica como el diesel utilizado para la generación de la energía térmica, siendo el costo específico U. S. A. \$ 0.0105 por litro de leche.

La planta de productos lácteos "PROLAC" no cuenta con registros de mantenimiento de ninguno de los equipos que conforman los sistemas en proceso de análisis.

El caldero que se utiliza en el sistema de vapor para la generación de vapor es un caldero pirotubular, de tres pasos, el cual trabaja con diesel como combustible, y a una presión de trabajo es de 80 psig con lo que la temperatura de salida de vapor es de 159.8°C.

Durante la realización del diagnóstico energético al sistema de vapor se calculó la eficiencia del caldero, la cual está relacionada fuertemente con la temperatura de los gases de chimenea, el exceso de aire, características del combustible y la temperatura del agua de alimentación.

Se realizó un análisis a los gases de salida de la chimenea, estos fueron realizados por el CESTTA y se encontró datos sobre las principales variables que afectan directamente el funcionamiento del caldero, los cuales se representan en la eficiencia del caldero. El resultado de la temperatura de los gases de salida de chimenea es de 298.8°C, la cual está fuera del rango admisible debido a incrustaciones formadas en los tubos del caldero.

El porcentaje de exceso de aire utilizado durante el proceso de combustión es del 107%, esto ocasiona un alto porcentaje de pérdidas en la chimenea, disminuyendo la eficiencia del caldero, debido a una mala calibración en la entrada del aire

Durante la realización del proyecto se encontró parámetros importantes tales como el costo específico para producir vapor el cual tiene un valor de U. S. A. \$ 0.0335 por cada kg de vapor.

El compresor que compone el sistema de refrigeración es un compresor reciprocante de una sola etapa, tipo abierto. Mientras que el condensador es de tipo evaporativo es decir se condensa el refrigerante por medio de agua y aire. El evaporador es un serpentín inundado el cual es muy utilizado para enfriar y/o hacer hielo.

En el sistema de refrigeración se pudo observar que el equipo de refrigeración funciona 10 horas desde las 6 hasta 4 de la tarde, considerándose que este no funciona como banco de hielo sino como enfriador de agua.

Tanto la cámara de conservación como la cámara de maduración utilizan unidades condensadoras herméticas, las cuales se componen de un compresor, condensador de flujo forzado, y recipiente de refrigerante.

Mediante el tiempo que se realizó este proyecto se observó que la empresa en el punto más alto de producción mantiene encendido los cuatro compresores, con una potencia en el eje de 55HP, pero durante el cálculo que se realizó se encontró que la potencia que requiere el sistema en condiciones críticas es de 30 HP.

La caída de presión que se genera en el tramo de tubería más alejado es de 0.263 bar, como ese valor esta fuera del rango recomendado para red de tuberías, siendo la tubería de suministro la más afectada.

Durante la prueba de campo para calcular las pérdidas por fugas en el sistema neumático se evidenciaron físicamente el lugar donde estas se producen, estas alcanzan un 30.86% del caudal total erogado por el compresor.

Se encontró que el factor de potencia promedio que utiliza la empresa es de 0.95, el cual se encuentra en un rango aceptable.

En el análisis del consumo eléctrico para cada sistema se obtuvo que el sistema de refrigeración, neumático y eléctrico son los más influyentes en el gasto con el 43%, 23% y 14% respectivamente.

## **6.2 Recomendaciones.**

Se recomienda la implementación del estudio pues este puede aportar hasta con un 34% del gasto energético en materia de ahorro tanto térmico como eléctrico.

Un historial de funcionamiento y mantenimiento diario o periódico de los equipos de la empresa hará que los trabajos de reparación de los mismos se realicen con más prontitud, porque el tener un historial de mantenimiento de las máquinas le asegurará tener un stock de repuestos para el mantenimiento.

Realizar una limpieza a los tubos del caldero evitará formación de carbón dentro de los tubos del caldero, así mismo para evitar las incrustaciones fuera de los tubos del caldero debido al agua mal tratada, se recomienda cambiar la resina del ablandador para lograr ahorros energéticos.

Disminuir el exceso de aire de 107% a 20 % lo cual es lo recomendado, esto se lograría con una mejor calibración del aire a la entrada.

Se recomienda aumentar la temperatura del agua de alimentación esto se logra aumentando la cantidad de condensado desde un 24% a un 78% de la masa total del agua de alimentación mediante la adecuación de trampas de condensado.

Se recomienda cambiar los empaques en mal estado de la red del sistema de vapor y así poder disminuir el consumo de energía térmica innecesaria y por ende ahorrar en el consumo de combustible.

Con el cambio del régimen de trabajo se logra una disminución en el consumo eléctrico el cual se refleja en un ahorro económico, puesto que en la noche la empresa eléctrica

cuenta con una tarifa diferenciada, por lo tanto si el equipo del banco de hielo funciona produciendo una capa de hielo sobre el serpentín, este soportaría el proceso de pasteurización durante el día, sin necesidad de encender el equipo durante la mañana.

Una opción para mejorar el sistema neumático es cambiar la tubería de suministro del tramo más alejado al cuarto de compresores de  $\frac{3}{4}$ " a 1" de diámetro, esto se realiza en base a la caída de presión recomendada.

Otra opción que se recomienda para el ahorro de energía eléctrica en el sistema neumático es la disminución del porcentaje de fugas es decir que de 30.86% baje a 10%, lo cual es lo recomendado esto se lograría con la reposición de los accesorios en mal estado.

Si se apaga uno de los cuatro compresores se disminuye el consumo eléctrico y por ende se obtiene un ahorro económico sin afectar las condiciones de trabajo.

Se recomienda utilizar el anexo ZZ para realizar un breve análisis del uso eficiente de energía en las instalaciones de "PROLAC".

## **REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.**

- [1] **ZABALA, G.** Termodinámica II. 2da.ed. Riobamba: 2002. Pág. 12, 8, 10.
- [2] **VALENZUELA, R.** Apuntes de Refrigeración. Riobamba: 2001. Pág. 10.
- [3] **FRANCO, J.** Manual de Refrigeración. Barcelona: 2006. Pág. 12.
- [4] **FIDEICOMISO PARA EL AHORRO DE ENERGÍA ELÉCTRICA (FIDE).**  
Elementos básicos de un diagnóstico energético orientado a la aplicación de  
un programa de ahorro de energía. México: Pág. 1– 4.
- [5] **BUREAU OF ENERGY EFFICIENCY.** Energy Performance Assessment of  
Boiler. Pág1, 5, 8, 9
- [6] **CENTRO DE TRANSFERENCIA TECNOLÓGICA AMBIENTAL  
(CESTTA).** Determinación del análisis de los gases de chimenea.  
Riobamba: 2010.
- [7] **CLEAVER BROOKS.** Boiler Efficiency Guide. Estados Unidos: 2010. Pág. 17,  
21.
- [8] **ENERGÍA INFORMACIÓN PETROLERA.** Cálculo de eficiencia térmica de  
los caleros de la refinería de Esmeraldas. 1990. pág1.
- [9] **FAIRES, V.** Termodinámica Aplicada. 6ta.ed. México: Hispano-Americana.  
1983. Pág. 345.
- [10] **ALMEIDA, J.** Auditoría exergética y elaboración del proyecto de optimización  
del uso de la energía en la industria lechera Carchi s.a, ilcsa. Sangolqui:  
ESPE. 2007. pág. 87-105 (Tesis)
- [11] **CENTRO DE TRANSFERENCIA TECNOLÓGICA AMBIENTAL  
(CESTTA).** Determinación del análisis de los aguas de alimentación y  
purga. Riobamba: 2012.



- [12] **REPRESENTACIONES Y SERVICIOS DE INGENIERÍA, S.A.** Tablas de Vapor. México: 1981. Pág. 14, 46.
- [13] **WARK, K., RICHARDS, D.** Termodinámica. 6ta ed. España: 2001. Pág. 872.
- [14] **DOSSAT, R.** Principios de Refrigeración. México: 2001. Pág. 132.
- [15] **THRELKELD, J.** Ingeniería del Ámbito Térmico.
- [16] **VALENZUELA, R.** Apuntes de Aire Comprimido. Riobamba: 2001. Pág.1.
- [17] **CARNICER.** Aire comprimido. Madrid: Editorial Paraninfo. 1991. Pág. 45, 265
- [18] **CRANE.** Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. 1ra ed. México: Mc Graw Hill. 1988. Pág. 106.
- [19] **VILLAMARÍN, O.** Diseño de una Plataforma Típica de Producción Petrolera en la Amazonia Ecuatoriana. Quito: EPN. 2010. Pág. 97 – 105 (Tesis).
- [20] **DÍAZ, R.** Maquinas y sistemas térmicos. Riobamba – Ecuador: Mayo 2001. Pág. 37, 67
- [21] **SELMEC.** Madrid. Editorial Paraninfo. 1991. Pág 238
- [22] **LAURIETA, H.** Manual de caldero. Pág. 54.
- [23] **BORROTO, A.** Ahorro de Energía en Sistemas de Vapor, Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente. Habana – Cuba: Universidad de Cienfuegos. 2002.
- [24] **VILTER.** Manual de compresores. Estados Unidos: 1995. Pág. 2, 110,112.
- [25] **ASHRAE.** Hand Book. Refrigerating and Air Conditioning Engineers. 5ta.ed. Atlanta: Millstar Electronic. 2005. Pág. 258.

## **BIBLIOGRAFÍA**

- ALMEIDA, J.** Auditoría exergética y elaboración del proyecto de optimización del uso de la energía en la industria lechera Carchi s.a, ilcsa. Sangolqui – Ecuador: ESPE. 2007. (Tesis)
- ASHRAE,** Hand Book. Refrigerating and Air Conditioning Engineers. 5ta.ed. Atlanta: Millstar Electronic. 2005.
- BORROTO A.** Ahorro de Energía en Sistemas de Vapor, Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente. Habana – Cuba: Universidad de Cienfuegos. 2002.
- BUREAU OF ENERGY EFFICIENCY.** Energy Performance Assessment of Boiler.
- CARNICER, E.** Aire comprimido. Madrid – España: Editorial Paraninfo. 1991.
- CENTRO DE TRANSFERENCIA TECNOLÓGICA AMBIENTAL (CESTTA).**  
Determinación del análisis de aguas de alimentación y de purga. Análisis de los gases de chimenea. Riobamba – Ecuador: 2012.
- CLEAVER BROOKS.** Boiler Efficiency Guide. Estados Unidos: Marzo 2010.
- CRANE.** Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. 1ra ed. México: McGraw Hill. 1988.
- DÍAZ, R.** Maquinas y sistemas térmicos. Riobamba – Ecuador: Mayo 2001.
- DOSSAT, R.** Principios de Refrigeración. México: 2001.
- ENERGÍA INFORMACIÓN PETROLERA.** Cálculo de eficiencia térmica de los caleros de la refinería de Esmeraldas. Noviembre 1990.
- FAIRES, V.** Termodinámica Aplicada. 6ta.ed. México: Hispano – Americana. 1983.

**FIDEICOMISO PARA EL AHORRO DE ENERGÍA ELÉCTRICA (FIDE).**

Elementos básicos de un diagnóstico energético orientado a la aplicación de un programa de ahorro de energía. México.

**FRANCO, J.** Manual de Refrigeración. Barcelona – España: 2006.

**LAURIETA, H.** Manual de caldero.

**REPRESENTACIONES Y SERVICIOS DE INGENIERÍA, S.A.** Tablas de Vapor.  
México: 1981.

**SELMEC.** Madrid – España: Editorial Paraninfo. 1991

**THRELKELD, J.** Ingeniería del Ámbito Térmico.

**VALENZUELA, R.** Apuntes de Aire Comprimido. Riobamba – Ecuador: Mayo 2001.

**VALENZUELA, R.** Apuntes de Refrigeración. Riobamba – Ecuador: Mayo 2001.

**VILTER.** Manual de compresores. Estados Unidos: 1995.

**VILLAMARÍN, O.** Diseño de una Plataforma Típica de Producción Petrolera en la Amazonia Ecuatoriana. Quito: EPN. 2010. (Tesis).

**WARK, K., RICHARDS, D.** Termodinámica. 6ta ed. España: 2001.

**ZABALA, G.** Termodinámica II. 2da.ed. Riobamba – Ecuador: 2002.

## **LINKOGRAFÍA**

### **PROCESAMIENTO DE LA LECHE.**

<http://www.monografias.com/trabajos56/planta-de-leche/planta-de-leche2.shtml>

2010-05-27

### **PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN UNA CALDERA.**

<http://www.lallave.com.pe>

2010-04-26

### **EFICIENCIA ENERGÉTICA DE UNA CALDERA.**

[http://www.URL\\_13\\_QU10.com.pe](http://www.URL_13_QU10.com.pe)

2010-04-26

### **INSTALACIONES NEUMÁTICAS.**

[http://maqlab.uc3m.es/NEUMATICA/Capitulo5/C5\\_apartado3.htm#1](http://maqlab.uc3m.es/NEUMATICA/Capitulo5/C5_apartado3.htm#1)

2010-11-15

### **SISTEMA DE PRODUCCIÓN Y TRANSPORTE DE AIRE COMPRIMIDO.**

<http://www.monografias.com/trabajos66/sistema-transporte-aire-comprimido/sistema-transporte-aire-comprimido.shtml>

2010-11-29

**ANEXOS**

**ANEXO A.** Especificaciones técnicas del caldero.

<b>MARCA:</b> YORK SHIPLEY Ys. Power
<b>MODELO:</b> SPHC 60 – 2 – 94218
<b>SERIE:</b> 68 – 3314H42021
<b>FIRING RATE:</b> 17 gph
<b>YEAR BUILT:</b> 1978
<b>WORKING PRESURE STEAM:</b> 150 psi
<b>HEAT SURFASE:</b> 300
2070 lb steam from at 212°F

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**ANEXO B.** Especificaciones técnicas del quemador.

<b>MARCA:</b> RELAND		
<b>HP:</b> 3	<b>PH:</b> 3	<b>Hz:</b> 60
<b>V:</b> 208 – 220/460	<b>A:</b> 10 – 9.4/4.7	<b>rpm:</b> 3600

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**ANEXO C.** Especificaciones técnicas de la bomba de alimentación de combustible.

<b>MARCA:</b> GENERAL ELECTRICAL AC. MOTOR		
<b>HP:</b> 1/3	<b>PH:</b> 1	<b>Hz:</b> 60
<b>V:</b> 115/230	<b>A:</b> 3.4/6.8	<b>rpm:</b> 1450

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**ANEXO D.** Especificaciones técnicas de la bomba de agua de alimentación.

<b>MARCA:</b> ELECRIC CO. BALDOR		
<b>HP:</b> 2	<b>HP:</b> 3	<b>Hz:</b> 60
<b>V:</b> 230/460	<b>A:</b> 5.8/2.9	<b>rpm:</b> 3450
<b>Eficiencia nominal:</b> 80.2%		

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**ANEXO E.** Especificaciones técnicas del ablandador de agua.

<b>MARCA:</b> GULLIGAN
<b>MODELO:</b> HI FLO HB90
<b>CAPACIDAD:</b> 60 A 90000 granos/día
<b>TAMAÑO:</b> 16*38 plg


Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**ANEXO F. Informe presentado por el CESTTA.**

Condiciones Ambientales Durante el Análisis

Presión Barométrica mm Hg 545      Temperatura Ambiente °C 23,5

RESPALDOS DE CAMPO

MEDICIÓN 1	MEDICIÓN 2
----- Testo t350 XL Testo t350 XL SN: 01238777 /GB ----- CESTTA PROLAC CALDERO # 2 -----	----- Testo t350 XL Testo t350 XL SN: 01238777 /GB ----- CESTTA PROLAC CALDERO # 2 -----
19.05.11      11:02:11	19.05.11      11:06:53
Fuel: Light-Oil	Fuel: Light-Oil
10.71      % Oxygen 7.59      % CO2 22      ppm CO 101      ppm SO2 0.0      ppm NO2 55      ppm NO 55      ppm NOx 75.5      % EffG 104.2      % Excess air 22.6      °C Amb. temp. 288.5      °C Flue temp. 1.02      l/m Pump flow	10.88      % Oxygen 7.47      % CO2 19      ppm CO 103      ppm SO2 0.0      ppm NO2 52      ppm NO 52      ppm NOx 74.6      % EffG 107.4      % Excess air 24.5      °C Amb. temp. 298.8      °C Flue temp. 1.04      l/m Pump flow
----- GASES DE COMBUSTION	----- GASES DE COMBUSTION
Revisado por RT: 	
Fecha: 19-05-11	
PEE0302-02	

Fuente: Centro de Transferencia Tecnológica Ambiental (CESTTA)

## ANEXO G. Potencia del caldero.

GROSS RATINGS CAPACITY									
SERIES	542								543
	25 HP	30 HP	35 HP	40 HP	45 HP	50 HP	50 HP	60 HP	
Approx. Boiler HP	25	30	35	40	45	50	50	60	60
Steam Lbs. per Hr.	862	1035	1207	1380	1553	1725	2070	2070	
E.D.R. Sq. Ft. Gross Steam	3438	4138	4838	5538	6238	6979	8375	8375	
Gross Water	5580	6700	7810	8933	10050	11167	13400	13400	
M.C.A. Net Load Rating Steam Sq. Ft.	2790	3343	3905	4463	5020	5579	6695	6695	
M.B.T.U. Input per Hr.	1043	1250	1455	1675	1835	2095	2520	2520	
M.B.T.U. Output per Hr.	837	1005	1172	1340	1508	1675	2009	2009	
Heating Surface	Water Side	136	163	190	218	246	274	328	327
Square Feet	Fire Side	125	150	175	200	225	250	300	300
Min. Safety Valve Cap	Lb./Hr.	1000	1200	1600	1600	2000	2000	2400	2400
SPL, SPW									
Min. Safety Valve Cap SPH	Lb./Hr.	1000	1200	1600	1600	2000	2000	2400	2400
Dry Weight***	SPL	2555	2930	3525	3525	4050	4050	N.A.	5010
	SPW								
	SPH	2400	2765	3335	3335	4540	4540	5350	5640
Wet Weight***	SPL	3545	4105	5570	5570	6755	6755	7945	8040
	SPW	3870	4380	6045	6045	7240	7240	8520	8565
	SPH	3735	4405	6175	6175	7480	7480	8780	8840
Water Capacity	SPL	163	198	270	270	342	342	413	385
	SPH								
	SPW	195	223	303	303	385	385	465	428
Gallons									

Steam ratings are from water 212° F. to steam at 212° F. Standard pressures steam 15 PSI and 150 PSI, Water 30 PSI

\*\*\*Weights for Standard Light Oil Units

Fuente: CLEAVER BROOKS. Boiler Efficiency Guide

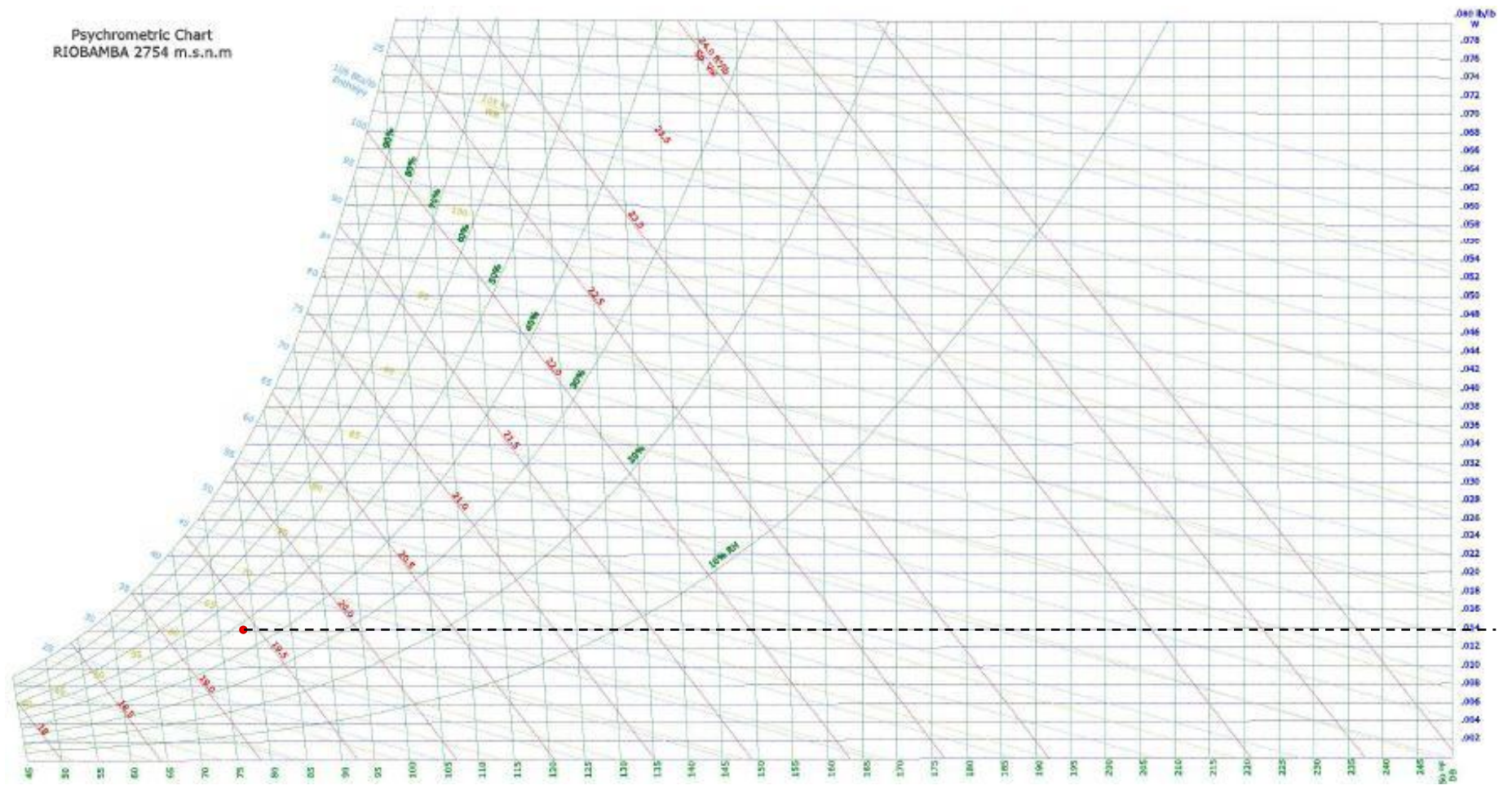


**ANEXO H.** Calor específico de los gases de chimenea a diferentes temperaturas [9].

Sustancia (Intervalo de temp.)	M (masa molar)	Btu/lb·°R	Btu/lbmol·°R
(a) Aire (500–2 700°R)	28.97	$c_p = 0.219 + 0.342T/10^4$ $-0.293T^2/10^8$	$C_p = 6.36 + 9.92T/10^4$ $-8.25T^2/10^8$
(b) SO <sub>2</sub> , dióx. azufre (540–3 400°R)	64.07	$c_p = 0.1875$ $+ 0.0944T/10^4$ $-1.336 \times 10^4/T^2$	$C_p = 11.89 + 6.05T/10^4$ $-85.6 \times 10^4/T^2$
(b) NH <sub>3</sub> , amoníaco (540–1800°R)	17.03	$c_p = 0.363 + 2.57T/10^4$ $-1.319T^2/10^8$	$C_p = 6.19 + 43.8T/10^4$ $-22.47T^2/10^8$
(c) H <sub>2</sub> , hidrógeno (540–4 000°R)	2.016	$c_p = 2.857 + 2.867T/10^4$ $+ 9.92/T^{1/2}$	$C_p = 5.76 + 5.78T/10^4$ $+ 20/T^{1/2}$
(d) O <sub>2</sub> , oxígeno (540–5 000°R)	32.	$c_p = 0.36-5.375/T^{1/2}$ $+ 47.8/T$	$C_p = 11.515-172/T^{1/2}$ $+ 1 530/T$
(d) N <sub>2</sub> , nitrógeno (540–9 000°R)	28.016	$c_p = 0.338-123.8/T$ $+ 4.14 \times 10^4/T^2$	$C_p = 9.47-3 470/T$ $+ 116 \times 10^4/T^2$
(d) CO, monóx. carbono (540–9 000°R)	28.01	$c_p = 0.338-117.5/T$ $+ 3.82 \times 10^4/T^2$	$C_p = 9.46-3 290/T$ $+ 107 \times 10^4/T^2$
(d) H <sub>2</sub> O, vapor de agua (540–5 400°R)	18.016	$c_p = 1.102-33.1/T^{1/2}$ $+ 416/T$	$C_p = 19.86-597/T^{1/2}$ $+ 7 500/T$
(d) CO <sub>2</sub> , dióx. carbono (540–6 300°R)	44.01	$c_p = 0.368-148.4/T$ $+ 3.2 \times 10^4/T^2$	$C_p = 16.2-6 530/T$ $+ 141 \times 10^4/T^2$
(e) CH <sub>4</sub> , metano (540–2 700°R)	16.04	$c_p = 0.211 + 6.25T/10^4$ $-8.28T^2/10^8$	$C_p = 3.38 + 100.2T/10^4$ $-132.7T^2/10^8$
(d) (540–1 500°R)		$c_p = 0.282 + 4.598T/10^4$	$C_p = 4.52 + 0.00737T$
(b) C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> , etileno (540–2 700°R)	28.04	$c_p = 0.0965 + 5.78T/10^4$ $-9.97T^2/10^8$	$C_p = 2.706 + 162T/10^4$ $-279.6T^2/10^8$
(d) (350–1 100°R)		$c_p = 0.151 + 4.2T/10^4$	$C_p = 4.23 + 0.01177T$
(e) C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> , etano (540–2 700°R)	30.07	$c_p = 0.0731 + 7.08T/10^4$ $-11.3T^2/10^8$	$C_p = 2.195 + 212.7T/10^4$ $-340T^2/10^8$
(d) (400–1 100°R)		$c_p = 0.1334 + 5.44T/10^4$	$C_p = 4.01 + 0.01636T$
(e) C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> , n-butano (540–2 700°R)	58.12	$c_p = 0.075 + 6.94T/10^4$ $-11.77T^2/10^8$	$C_p = 4.36 + 403T/10^4$ $-683T^2/10^8$
(e) C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> , propano (540–2 700°R)	44.09	$c_p = 0.0512 + 7.27T/10^4$ $-12.32T^2/10^8$	$C_p = 2.258 + 320T/10^4$ $-543T^2/10^8$
(b) C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> , acetileno (500–2 300°R)	26.04	$c_p = 0.459 + 0.937T/10^4$ $-2.89 \times 10^4/T^2$	$C_p = 11.94 + 24.37T/10^4$ $-75.2 \times 10^4/T^2$
(d) C <sub>8</sub> H <sub>18</sub> , octano (400–1 100°R)	114.22	$c_p = 0.0694 + 5.27T/10^4$	$C_p = 7.92 + 0.0601T$



Fuente: FAIRES, V. Termodinámica Aplicada.

## ANEXO I. Carta psicrométrica para la ciudad de Riobamba.



Fuente: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo "ESPOCH"

## ANEXO J. Análisis del agua de alimentación por el CESTTA.

 <b>LABORATORIO DE ANÁLISIS AMBIENTAL E INSPECCIÓN LAB-CESTTA</b>	<b>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO</b>  <b>CENTRO DE SERVICIOS TÉCNICOS Y TRANSFERENCIA TECNOLÓGICA AMBIENTAL</b>  <b>FACULTAD DE CIENCIAS</b> Panamericana Sur Km. 1 ½ Telefax: (03) 2998-232 Riobamba - Ecuador	 <b>ENSAYOS</b> No OAE LE 2C 06-008
---	---	---

<b>INFORME DE ENSAYO No:</b>	0148
<b>ST:</b>	12-0062 ANÁLISIS DE AGUAS
<b>Nombre Peticionario:</b>	Srta. Cicela Plaza
<b>Atn.</b>	-
<b>Dirección:</b>	Cdla 24 de Mayo; Riobamba
<b>FECHA:</b>	10 de Febrero del 2012
<b>NUMERO DE MUESTRAS:</b>	1
<b>FECHA Y HORA DE RECEPCIÓN EN LAB:</b>	2012 / 02 / 08 - 12:30
<b>FECHA DE MUESTREO:</b>	2012 / 02 / 08 - 12:00
<b>FECHA DE ANÁLISIS:</b>	2012 / 02 / 08 - 2012 / 02 / 10
<b>TIPO DE MUESTRA:</b>	Agua Industrial
<b>CÓDIGO LAB-CESTTA:</b>	LAB-A 0188-12
<b>CÓDIGO DE LA EMPRESA:</b>	N.A
<b>PUNTO DE MUESTREO:</b>	Agua Alimentación
<b>ANÁLISIS SOLICITADO:</b>	Físico - Químico
<b>PERSONA QUE TOMA LA MUESTRA:</b>	Sr. Juan Vilema
<b>CONDICIONES AMBIENTALES:</b>	T máx.: 24.0 °C. T mín.: 19.0 °C

**RESULTADOS ANALÍTICOS:**

PARÁMETROS	MÉTODO /NORMA	UNIDAD	RESULTADO	VALOR LÍMITE PERMISIBLE	INCERTIDUMBRE (k=2)
Sólidos Suspendidos Totales	PEE/LAB-CESTTA/13 APHA 2540 D	mg/L	201	-	±6%

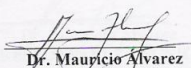
  

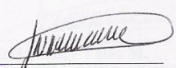
**OBSERVACIONES:**

- Muestra receptada en laboratorio

**RESPONSABLES DEL INFORME:**

  
**Dr. Mauricio Alvarez**  
**RESPONSABLE TÉCNICO**

  
**Dr. Nancy Veloz M.**  
**JEFE DE LABORATORIO**



Este documento no puede ser reproducido ni total ni parcialmente sin la aprobación escrita del laboratorio.  
 Los resultados arriba indicados sólo están relacionados con los objetos de ensayo  
 MC2201-05

Página 1 de 1

Fuente: Centro de Transferencia Tecnológica Ambiental



## ANEXO K. Análisis del agua de purga por el CESTTA.

 <p>LABORATORIO DE ANÁLISIS AMBIENTAL E INSPECCIÓN LAB-CESTTA</p>	<p>ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO</p> <p>CENTRO DE SERVICIOS TÉCNICOS Y TRANSFERENCIA TECNOLÓGICA AMBIENTAL</p> <p>FACULTAD DE CIENCIAS Panamericana Sur Km. 1 ½ Telefax: (03) 2998-232 Riobamba - Ecuador</p>	 <p>ENSAYOS No OAE LE 2C 06-008</p>
--	--	--

**INFORME DE ENSAYO No:** 0148  
**ST:** 12-0062 ANÁLISIS DE AGUAS

**Nombre Peticionario:** Srta. Cicela Plaza  
**Atn.** -  
**Dirección:** Cdla 24 de Mayo; Riobamba

**FECHA:** 10 de Febrero del 2012  
**NUMERO DE MUESTRAS:** 1  
**FECHA Y HORA DE RECEPCIÓN EN LAB:** 2012 / 02/ 08 – 12:30  
**FECHA DE MUESTREO:** 2012 / 02/ 08 – 12:00  
**FECHA DE ANÁLISIS:** 2012 / 02/ 08 - 2012 / 02 / 10  
**TIPO DE MUESTRA:** Agua Industrial  
**CÓDIGO LAB-CESTTA:** LAB-A 0189-12  
**CÓDIGO DE LA EMPRESA:** N.A  
**PUNTO DE MUESTREO:** Agua de Purga  
**ANÁLISIS SOLICITADO:** Físico - Químico  
**PERSONA QUE TOMA LA MUESTRA:** Sr. Juan Vilema  
**CONDICIONES AMBIENTALES:** T máx.: 24,0 °C. T mín.: 19,0 °C

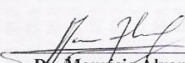
### RESULTADOS ANALÍTICOS:

PARÁMETROS	MÉTODO /NORMA	UNIDAD	RESULTADO	VALOR LÍMITE PERMISIBLE	INCERTIDUMBRE (k=2)
Sólidos Suspendidos Totales	PEE/LAB-CESTTA/13 APHA 2540 D	mg/L	7965	-	±6%

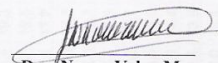
### OBSERVACIONES:

- Muestra receptada en laboratorio

### RESPONSABLES DEL INFORME:

  
Dr. Mauricio Alvarez  
RESPONSABLE TÉCNICO

LABORATORIO DE ANÁLISIS AMBIENTAL  
INSPECCIÓN  
LAB - CESTTA  
ESPOCH

  
Dra. Nancy Veloz M.  
JEFE DE LABORATORIO



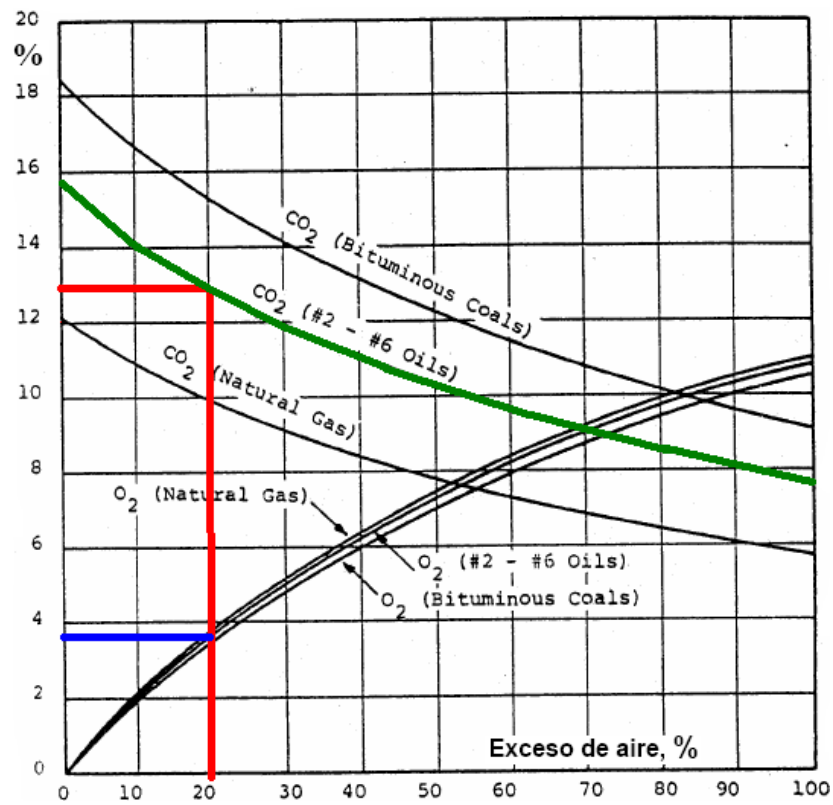
ANEXO L. Pérdidas por chimenea [7].

		STACK LOSS - % - NO. 2 OIL [A]																			
		DIFFERENCE BETWEEN FLUE GAS AND ROOM TEMPERATURES IN DEGREES FAHRENHEIT																			
%	CO <sub>2</sub>	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580
3.0	24.1	25.8	27.7	29.3	31.3	33.9	34.8	36.4	38.2	40.0	42.9	44.8	45.5	47.0	49.0	50.8	52.4	54.3	56.6	57.9	59.6
3.5	21.7	23.1	24.8	26.2	27.8	29.2	31.7	32.5	33.9	35.3	36.9	38.5	40.0	41.7	43.1	44.8	46.1	47.8	49.4	50.9	52.2
4.0	19.9	21.2	22.5	24.9	25.2	26.5	27.9	29.2	31.7	32.0	33.3	35.8	36.0	37.3	38.7	40.0	41.4	42.9	44.1	45.5	46.9
4.5	18.4	19.7	20.8	22.0	23.2	24.4	25.6	26.9	28.0	29.3	30.4	31.8	32.9	34.2	35.6	36.7	37.8	39.0	40.1	41.2	42.5
5.0	17.2	18.5	19.5	20.7	21.7	22.7	23.8	24.9	26.0	27.1	28.2	29.4	30.3	31.5	32.7	33.8	34.9	35.9	36.8	38.0	39.2
5.5	16.3	17.4	18.4	19.4	20.4	21.3	22.3	23.3	24.3	25.4	26.3	27.3	28.4	29.4	30.6	31.4	32.4	33.6	34.5	35.3	36.3
6.0	15.6	16.5	17.4	18.3	19.3	20.4	21.2	22.0	23.0	23.9	24.9	25.8	26.8	27.7	28.6	29.5	30.4	31.4	32.3	33.1	34.2
6.5	14.9	15.7	16.7	17.5	18.4	19.3	20.1	20.9	21.8	22.7	23.6	24.5	25.3	26.1	27.0	27.8	28.8	29.6	30.6	31.3	32.3
7.0	14.4	15.3	16.0	16.8	17.8	18.4	19.3	20.1	20.9	21.7	22.4	23.2	24.1	24.9	25.7	26.5	27.3	28.1	28.9	29.8	30.5
7.5	13.9	14.6	15.4	16.2	16.9	17.7	18.5	19.2	20.1	20.7	21.3	22.2	23.0	23.8	24.5	25.2	26.0	26.8	27.5	28.2	29.0
8.0	13.5	14.3	14.9	15.7	16.3	17.1	17.7	18.5	19.3	20.0	20.7	21.4	22.1	22.8	23.5	24.2	25.0	25.7	26.3	27.0	27.8
8.5	13.2	13.8	14.5	15.2	15.8	16.5	17.3	17.8	18.6	19.3	20.0	20.6	21.2	21.8	22.4	23.1	23.8	24.4	25.0	25.7	26.3
9.0	12.8	13.4	14.1	14.7	15.4	16.0	16.7	17.3	17.9	18.6	19.3	20.0	20.6	21.2	21.8	22.4	23.1	23.8	24.4	25.0	25.7
9.5	12.5	13.2	13.7	14.3	14.9	15.7	16.3	16.8	17.4	18.1	18.6	19.3	19.9	20.5	21.1	21.7	22.4	22.9	23.5	24.1	24.8
10	12.3	12.8	13.4	14.0	14.6	15.2	15.7	16.3	16.9	17.5	18.1	18.7	19.3	20.0	20.5	21.0	21.6	22.2	22.8	23.4	24.0
11	11.8	12.4	12.8	13.4	13.9	14.5	15.0	15.5	16.2	16.7	17.2	17.8	18.3	18.7	19.4	20.0	20.5	20.9	21.5	22.0	22.6
12	11.4	11.8	12.5	12.9	13.4	13.9	14.4	14.9	15.4	15.9	16.4	16.9	17.4	17.9	18.4	18.9	19.5	20.0	20.5	20.9	21.4
13	11.2	11.6	12.1	12.5	12.9	13.4	13.9	14.3	14.7	15.3	15.8	16.3	16.7	17.2	17.7	18.1	18.6	19.1	19.6	20.1	20.5
14	11.3	11.8	12.2	12.6	13.0	13.4	13.8	14.3	14.8	15.3	15.6	16.2	16.5	16.9	17.4	17.8	18.3	18.7	19.2	19.7	20.2
15	11.4	11.7	12.4	12.6	13.1	13.5	13.8	14.3	14.8	15.3	15.6	15.9	16.4	16.7	17.3	17.7	18.1	18.4	18.9	19.4	19.8

		STACK LOSS - % - NO. 2 OIL [B]																			
		DIFFERENCE BETWEEN FLUE GAS AND ROOM TEMPERATURES IN DEGREES FAHRENHEIT																			
%	CO <sub>2</sub>	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580
3.0	24.1	25.8	27.7	29.3	31.3	33.9	34.8	36.4	38.2	40.0	42.9	44.8	45.5	47.0	49.0	50.8	52.4	54.3	56.0	57.9	59.6
3.5	21.7	23.1	24.8	26.2	27.8	29.2	31.7	32.5	33.9	35.3	36.9	38.5	40.0	41.7	43.1	44.8	46.1	47.8	49.4	50.9	52.2
4.0	19.9	21.2	22.5	24.9	25.2	26.5	27.9	29.2	31.7	32.0	33.3	35.8	36.0	37.3	38.7	40.0	41.4	42.9	44.1	45.5	46.9
4.5	18.4	19.7	20.8	22.0	23.2	24.4	25.6	26.9	28.0	29.3	30.4	31.8	32.9	34.2	35.6	36.7	37.8	39.0	40.1	41.2	42.5
5.0	17.2	18.5	19.5	20.7	21.7	22.7	23.8	24.9	26.0	27.1	28.2	29.4	30.3	31.5	32.7	33.8	34.9	35.9	36.8	38.0	39.2
5.5	16.3	17.4	18.4	19.4	20.4	21.3	22.3	23.3	24.3	25.4	26.3	27.3	28.4	29.4	30.6	31.4	32.4	33.6	34.5	35.3	36.4
6.0	15.6	16.5	17.4	18.3	19.3	20.4	21.2	22.0	23.0	23.9	24.9	25.8	26.8	27.7	28.6	29.5	30.4	31.4	32.3	33.1	34.2
6.5	14.9	15.7	16.7	17.5	18.4	19.3	20.1	20.9	21.8	22.7	23.6	24.5	25.3	26.1	27.0	27.8	28.8	29.6	30.6	31.3	32.3
7.0	14.4	15.3	16.0	16.8	17.8	18.4	19.3	20.1	20.9	21.7	22.4	23.2	24.1	24.9	25.7	26.5	27.3	28.1	28.9	29.8	30.5
7.5	13.9	14.6	15.4	16.2	16.9	17.7	18.5	19.2	20.1	20.7	21.3	22.2	23.0	23.8	24.5	25.2	26.0	26.8	27.5	28.2	29.0
8.0	13.5	14.3	14.9	15.7	16.3	17.1	17.7	18.5	19.3	20.0	20.7	21.4	22.1	22.8	23.5	24.2	25.0	25.7	26.3	27.0	27.8
8.5	13.2	13.8	14.5	15.2	15.8	16.5	17.3	17.8	18.6	19.3	20.0	20.6	21.2	21.8	22.4	23.1	23.8	24.4	25.0	25.7	26.3
9.0	12.8	13.4	14.1	14.7	15.4	16.0	16.7	17.3	17.9	18.6	19.3	20.0	20.6	21.2	21.8	22.4	23.1	23.8	24.4	25.0	25.7
9.5	12.5	13.2	13.7	14.3	14.9	15.7	16.3	16.8	17.4	18.1	18.6	19.3	19.9	20.5	21.1	21.7	22.4	22.9	23.5	24.1	24.8
10	12.3	12.8	13.4	14.0	14.6	15.2	15.7	16.3	16.9	17.5	18.1	18.7	19.3	20.0	20.5	21.0	21.6	22.2	22.8	23.4	24.0
11	11.8	12.4	12.8	13.4	13.9	14.5	15.0	15.5	16.2	16.7	17.2	17.8	18.3	18.7	19.4	20.0	20.5	20.9	21.5	22.0	22.6
12	11.4	11.8	12.5	12.9	13.4	13.9	14.4	14.9	15.4	15.9	16.4	16.9	17.4	17.9	18.4	18.9	19.5	20.0	20.5	20.9	21.4
13	11.2	11.6	12.1	12.5	12.9	13.4	13.9	14.3	14.7	15.3	15.8	16.3	16.7	17.2	17.7	18.1	18.6	19.1	19.6	20.1	20.5
14	11.3	11.8	12.2	12.6	13.0	13.4	13.8	14.3	14.8	15.3	15.6	16.2	16.5	16.9	17.4	17.8	18.3	18.7	19.2	19.7	20.2
15	11.4	11.7	12.4	12.6	13.1	13.5	13.8	14.3	14.8	15.3	15.6	15.9	16.4	16.7	17.3	17.7	18.1	18.4	18.9	19.4	19.8

Fuente: CLEAVER BROOKS. Boiler Efficiency Guide

## ANEXO M. Exceso de aire vs %CO<sub>2</sub>



Fuente: ALMEIDA, J. Auditoría exergética y elaboración del proyecto de optimización del uso de la energía en la industria lechera Carchi s.a, ilcsa

**ANEXO N.** Especificaciones técnicas de compresor alternativo.

<b>MARCA:</b> VILTER		
<b>MODELO:</b> A12K452XLB		
<b>SERIE:</b> 48022		
<b>RERIGERANTE:</b> AMONIACO R – 717		
<b>P<sub>succ</sub>:</b> 40 psig		<b>P<sub>desc</sub>:</b> 180 psig
<b>MARCA:</b> LINCON A.C. MOTOR		
<b>SERIE:</b> U3950810476		
<b>HP:</b> 40	<b>PH:</b> 3	<b>Hz:</b> 60
<b>V:</b> 230/460	<b>A:</b> 100/50	<b>rpm:</b> 1765
<b>Factor de servicio:</b> 1.15		
<b>Eficiencia nominal:</b> 90.2%		
<b>Eficiencia mínima:</b> 88.5%		

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**ANEXO O.** Especificaciones técnicas de la bomba de aceite.

<b>MARCA:</b> MAGNTEK JET PUMP		
<b>MODELO:</b> H155		
<b>SERIE:</b> 8 – 182575 – 20		
<b>HP:</b> 1/2	<b>PH:</b> 3	<b>Hz:</b> 60/50
<b>V:</b> 230/460	<b>A:</b> 2.8/1.4	<b>rpm:</b> 3450/2856
<b>Factor de servicio:</b> 1.6		

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**ANEXO P.** Especificaciones técnicas del ventilador del condensador evaporativo.

<b>MARCA:</b> VILTER		
<b>MODELO:</b> VGC – 60		
<b>SERIE:</b> H34721		
<b>PRESION DE DISEÑO:</b> 300 psig		
<b>MARCA:</b> LINCON AC. MOTOR		
<b>SERIE:</b> U1930814488		
<b>HP:</b> 5	<b>PH:</b> 3	<b>Hz:</b> 60
<b>V:</b> 230/460	<b>A:</b> 13.6/6.8	<b>rpm:</b> 1740
<b>Factor de servicio:</b> 1.15		
<b>Eficiencia nominal:</b> 84%		
<b>Eficiencia mínima:</b> 81.5%		

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**ANEXO Q.** Especificaciones técnicas de la bomba de agua de reposición.

<b>MARCA:</b> DAYTON JET PUMP MOTOR		
<b>MODELO:</b> 14010		
<b>SERIE:</b> 555 – NXMTK – 68641		
<b>HP:</b> 1/3	<b>PH:</b> 1	<b>Hz:</b> 60
<b>V:</b> 115	<b>A:</b> 13.6	<b>rpm:</b> 3450
<b>Factor de servicio:</b> 1.25		

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**ANEXO R.** Especificaciones técnicas del agitador.

<b>MARCA:</b> RING COMPRESOR		
<b>MODELO:</b> VCF 504A – 7W		
<b>SERIE:</b> 4085F269Y052		
<b>HP:</b> 2.5 – 2.5/2.5	<b>PH:</b> 3	<b>Hz:</b> 50/60
<b>V:</b> 200 – 230/460	<b>A:</b> 6.9 – 6.2/3.1	<b>rpm:</b> 3450/2856
<b>Factor de servicio:</b> 1.25		
<b>MAX CFM:</b> 154		

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**ANEXO S.** Especificaciones técnicas de la bomba de agua helada 1.

<b>MARCA:</b> GOULDS PUMP INC.		
<b>MODELO:</b> JMM3158T		
<b>SERIE:</b> 35K360 – 186		
<b>MARCA:</b> ELECTRIC CO. BALDOR		
<b>HP:</b> 3	<b>PH:</b> 3	<b>Hz:</b> 60
<b>V:</b> 208 – 230/460	<b>A:</b> 8.4 – 8/4	<b>rpm:</b> 3450
<b>Eficiencia nominal:</b> 82.5%		

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**ANEXO T.** Especificaciones técnicas de la bomba de agua helada 2.

<b>MARCA:</b> GOULDS PUMP INC.		
<b>MODELO:</b> JMM3158T		
<b>SERIE:</b> 35K360 – 186		
<b>MARCA:</b> ELECTRIC CO. BALDOR		
<b>HP:</b> 3	<b>PH:</b> 3	<b>Hz:</b> 60
<b>V:</b> 208 – 230/460	<b>A:</b> 8.4 – 8/4	<b>rpm:</b> 3450
<b>Eficiencia nominal:</b> 82.5%		

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"



**ANEXO U.** Especificaciones técnicas de la bomba de agua de recirculación

<b>MARCA:</b> FRANKLIN ELECTRIC		
<b>MODELO:</b> 110304409		
<b>HP:</b> 1 1/2	<b>PH:</b> 1	<b>Hz:</b> 60
<b>V:</b> 115/230	<b>A:</b> 19/9.5	<b>rpm:</b> 3450
<b>Factor de servicio:</b> 1.5		

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**ANEXO V.** Especificaciones técnicas de la unidad condensadora de la cámara de conservación.

<b>MARCA:</b> COPELAND		
<b>MODELO:</b> CRMS – 0400 – PFV – 272		
<b>SERIE:</b> 97H4707H		
<b>HP:</b> 1/3	<b>PH:</b> 1	<b>Hz:</b> 60
<b>V:</b> 115	<b>A:</b> 13.6	<b>rpm:</b> 3450
<b>Factor de servicio:</b> 1.25		

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

# ANEXO W. Propiedades de líquido y vapor saturado del Amoniac R – 717.

R-717, NH <sub>3</sub> , Amoniac							
t (°C)	P (kPa)	v <sub>l</sub> (dm <sup>3</sup> /kg)	v <sub>g</sub> (m <sup>3</sup> /kg)	h <sub>l</sub> (kJ/kg)	h <sub>g</sub> (kJ/kg)	s <sub>l</sub> (kJ/kg·K)	s <sub>g</sub> (kJ/kg·K)
-50	40.85	1.4242	2.62482	-23.77	1391.02	0.0981	6.4382
-48	45.92	1.429	2.35264	-14.99	1394.34	0.1372	6.3967
-46	51.51	1.434	2.11333	-6.2	1397.63	0.176	6.3562
-44	57.64	1.4389	1.90242	2.6	1400.87	0.2146	6.3166
-42	64.36	1.444	1.71612	11.42	1404.08	0.2529	6.2778
-40	71.71	1.4491	1.55117	20.25	1407.25	0.2909	6.2398
-38	79.73	1.4542	1.4048	29.1	1410.38	0.3286	6.2026
-36	88.47	1.4594	1.27465	37.97	1413.46	0.3661	6.1662
-34	97.97	1.4647	1.15868	46.84	1416.51	0.4033	6.1305
-32	108.28	1.4701	1.05513	55.74	1419.5	0.4403	6.0956
-30	119.46	1.4755	0.96249	64.64	1422.46	0.477	6.0613
-28	131.54	1.481	0.87945	73.57	1425.36	0.5135	6.0277
-26	144.6	1.4865	0.80488	82.5	1428.22	0.5497	5.9947
-24	158.67	1.4921	0.73779	91.45	1431.04	0.5857	5.9623
-22	173.82	1.4978	0.67733	100.42	1433.8	0.6214	5.9305
-20	190.11	1.5036	0.62274	109.4	1436.51	0.657	5.8994
-18	207.6	1.5094	0.57338	118.39	1439.17	0.6923	5.8687
-16	226.34	1.5154	0.52866	127.4	1441.78	0.7273	5.8386
-14	246.41	1.5214	0.4881	136.43	1444.34	0.7622	5.8091
-12	267.85	1.5275	0.45123	145.46	1446.84	0.7968	5.78
-10	290.75	1.5336	0.41769	154.52	1449.29	0.8312	5.7514
-8	315.17	1.5399	0.38712	163.58	1451.68	0.8653	5.7233
-6	341.17	1.5463	0.35921	172.66	1454.01	0.8993	5.6957
-4	368.83	1.5527	0.33371	181.76	1456.29	0.9331	5.6685
-2	398.22	1.5593	0.31037	190.87	1458.51	0.9666	5.6417
0	429.41	1.5659	0.28898	200	1460.66	1	5.6153
2	462.48	1.5727	0.26935	209.14	1462.76	1.0332	5.5893
4	497.5	1.5795	0.25131	218.3	1464.8	1.0661	5.5637
6	534.54	1.5865	0.23471	227.47	1466.77	1.0989	5.5384
8	573.7	1.5936	0.21943	236.67	1468.68	1.1315	5.5135
10	615.04	1.6008	0.20533	245.87	1470.52	1.1639	5.489
12	658.64	1.6081	0.19232	255.1	1472.3	1.1961	5.4647
14	704.59	1.6155	0.18029	264.34	1474.02	1.2281	5.4408
16	752.98	1.6231	0.16916	273.6	1475.66	1.26	5.4172
18	803.88	1.6308	0.15885	282.89	1477.24	1.2917	5.3939
20	857.38	1.6386	0.14929	292.19	1478.74	1.3232	5.3708
22	913.56	1.6466	0.14041	301.51	1480.17	1.3546	5.3481
24	972.52	1.6547	0.13216	310.86	1481.53	1.3859	5.3255
26	1034.34	1.663	0.12449	320.23	1482.82	1.4169	5.3033
28	1099.11	1.6714	0.11734	329.62	1484.03	1.4479	5.2812
30	1166.93	1.68	0.11069	339.04	1485.16	1.4787	5.2594
32	1237.88	1.6888	0.10447	348.48	1486.21	1.5093	5.2377
34	1312.06	1.6978	0.09867	357.96	1487.19	1.5398	5.2163
36	1389.55	1.7069	0.09327	367.33	1488.09	1.5699	5.1952
38	1470.47	1.7162	0.0882	376.86	1488.89	1.6002	5.1741
40	1554.89	1.7257	0.08345	386.43	1489.61	1.6303	5.1532
42	1642.93	1.7355	0.079	396.02	1490.25	1.6604	5.1325
44	1734.67	1.7454	0.07483	405.66	1490.79	1.6904	5.1119
46	1830.22	1.7556	0.07092	415.34	1491.23	1.7203	5.0914
48	1929.68	1.766	0.06724	425.06	1491.59	1.7501	5.0711
50	2033.14	1.7767	0.06378	434.82	1491.84	1.7798	5.0508
52	2140.72	1.7876	0.06053	444.63	1491.99	1.8095	5.0307
54	2252.52	1.7988	0.05747	454.5	1492.04	1.8391	5.0106
56	2368.64	1.8103	0.05458	464.42	1491.98	1.8687	4.9906
58	2489.19	1.8221	0.05186	474.39	1491.81	1.8983	4.9707
60	2614.27	1.8343	0.04929	484.43	1491.52	1.9278	4.9508
62	2744.01	1.8467	0.04687	494.54	1491.12	1.9573	4.9309
64	2878.5	1.8595	0.04458	504.71	1490.58	1.9869	4.911
66	3017.86	1.8727	0.04241	514.96	1489.93	2.0164	4.8911
68	3162.22	1.8863	0.04036	525.29	1489.13	2.046	4.8713
70	3311.68	1.9003	0.03841	535.71	1488.2	2.0756	4.8513

Fuente: R.Döring. Klima+Kälte ingenieur Ki-Extra 5, 1978.

ANEXO X. Entropía de líquido y vapor recalentado del Amoniaco R – 717.

t <sub>sat</sub> (°C)	P (kPa)	t (°C)															
		-50	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
70	3312	0.087	0.279	0.464	0.645	0.82	0.99	1.157	1.319	1.479	1.636	1.792	1.948		4.97	5.07	5.17
65	2948	0.088	0.279	0.465	0.646	0.821	0.992	1.158	1.321	1.48	1.638	1.794	1.95	4.96	5.07	5.17	5.26
60	2614	0.088	0.28	0.466	0.647	0.822	0.993	1.159	1.322	1.482	1.639	1.796		5.06	5.16	5.26	5.34
55	2310	0.089	0.281	0.467	0.648	0.823	0.994	1.16	1.323	1.483	1.641	1.797	5.057	5.16	5.26	5.34	5.42
50	2033	0.09	0.282	0.468	0.648	0.824	0.995	1.161	1.324	1.484	1.642		5.16	5.26	5.35	5.43	5.51
45	1782	0.09	0.282	0.469	0.649	0.825	0.996	1.162	1.325	1.485	1.643	5.158	5.259	5.35	5.43	5.51	5.59
40	1555	0.091	0.283	0.469	0.65	0.825	0.996	1.163	1.326	1.486		5.26	5.354	5.44	5.52	5.6	5.67
35	1351	0.091	0.284	0.47	0.65	0.826	0.997	1.164	1.327	1.487	5.262	5.359	5.448	5.53	5.61	5.68	5.75
30	1167	0.092	0.284	0.47	0.651	0.827	0.998	1.164	1.328		5.364	5.456	5.541	5.62	5.7	5.77	5.84
25	1003	0.092	0.284	0.471	0.651	0.827	0.998	1.165	1.328	5.37	5.465	5.552	5.633	5.71	5.78	5.85	5.92
20	857.8	0.093	0.285	0.471	0.652	0.828	0.999	1.165		5.474	5.563	5.647	5.725	5.8	5.87	5.94	6.01
15	728.8	0.093	0.285	0.471	0.652	0.828	0.999	1.166	5.484	5.576	5.662	5.742	5.818	5.89	5.96	6.03	6.09
10	615.3	0.093	0.285	0.472	0.653	0.828	0.999		5.59	5.678	5.761	5.838	5.912	5.98	6.05	6.12	6.18
5	516	0.093	0.286	0.472	0.653	0.829	1	5.605	5.696	5.78	5.86	5.936	6.008	6.08	6.15	6.21	6.27
0	429.6	0.094	0.286	0.472	0.653	0.829		5.715	5.802	5.884	5.961	6.035	6.106	6.18	6.24	6.31	6.37
-5	354.9	0.094	0.286	0.472	0.653	0.829	5.735	5.825	5.909	5.988	6.064	6.137	6.207	6.28	6.34	6.4	6.47
-10	290.8	0.094	0.286	0.473	0.654		5.85	5.936	6.018	6.095	6.17	6.241	6.31	6.38	6.44	6.51	6.57
-15	236.2	0.094	0.286	0.473	0.654	5.876	5.965	6.049	6.129	6.205	6.278	6.349	6.417	6.48	6.55	6.61	6.67
-20	190.1	0.094	0.286	0.473		5.996	6.083	6.165	6.243	6.318	6.39	6.46	6.527	6.59	6.66	6.72	6.78
-25	151.5	0.094	0.287	0.473	6.03	6.119	6.203	6.284	6.36	6.434	6.506	6.575	6.642	6.71	6.77	6.83	6.89
-30	119.4	0.094	0.287		6.158	6.245	6.327	6.406	6.482	6.555	6.626	6.694	6.761	6.83	6.89	6.95	7.01
-35	93.07	0.094	0.287	6.199	6.289	6.374	6.455	6.533	6.608	6.68	6.751	6.819	6.885	6.95	7.01	7.08	7.14
-40	71.66	0.094		6.336	6.424	6.508	6.588	6.665	6.739	6.811	6.881	6.949	7.015	7.08	7.14	7.2	7.26
-45	54.47	0.094	6.386	6.477	6.564	6.647	6.726	6.802	6.876	6.947	7.017	7.084	7.15	7.21	7.28	7.34	7.4
-50	40.82		6.535	6.624	6.709	6.791	6.87	6.946	7.019	7.09	7.159	7.227	7.292	7.36	7.42	7.48	7.54

Fuente: Tillner-Roth, Harms-Watzenberg, and Baehr, "Eine neue Fundamentalgleichung für Ammoniak", DKV-Tagungsbericht 20:167-181, 1993.

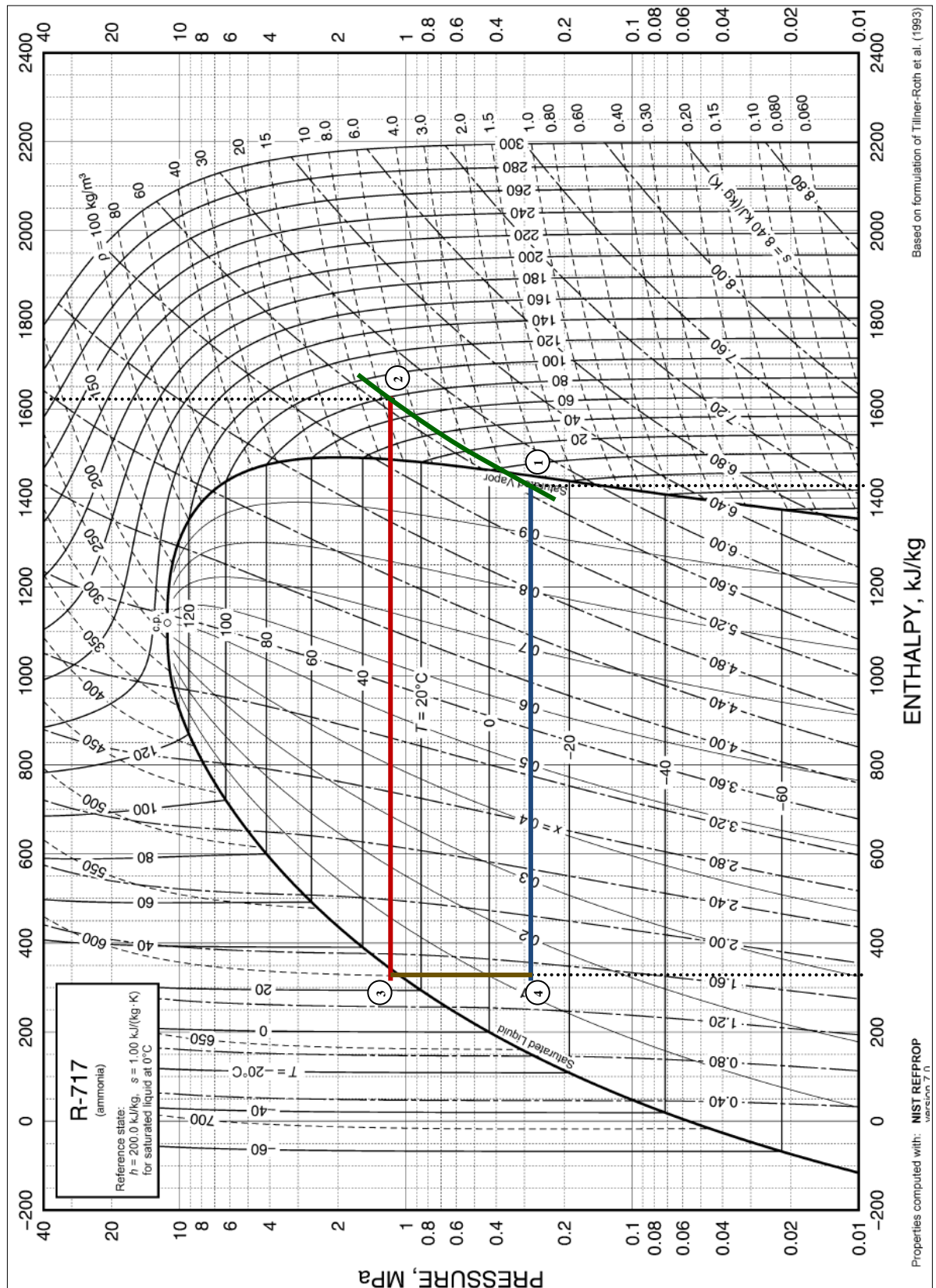
ANEXO Y. Entalpía de líquido y vapor recalentado del Amoniaco R – 717.

t <sub>sat</sub> (°C)	P (kPa)	t (°C)															
		-50	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
70	3312	-21.8	21.95	66.21	110.9	156.2	201.9	248.1	294.9	342.5	391	440.6	491.8		1527	1566	1601
65	2948	-22.13	21.64	65.91	110.7	155.9	201.6	247.9	294.8	342.4	390.9	440.6	491.9	1509	1547	1582	1615
60	2614	-22.43	21.35	65.64	110.4	155.7	201.4	247.7	294.6	342.3	390.8	440.6		1529	1564	1597	1628
55	2310	-22.7	21.09	65.39	110.2	155.4	201.2	247.5	294.5	342.2	390.8	440.6	1510	1546	1579	1609	1639
50	2033	-22.95	20.85	65.16	110	155.2	201	247.4	294.3	342.1	390.7		1527	1560	1591	1621	1649
45	1782	-23.17	20.63	64.96	109.8	155.1	200.9	247.2	294.2	342	390.7	1509	1542	1573	1602	1630	1658
40	1555	-23.37	20.44	64.77	109.6	154.9	200.7	247.1	294.1	341.9		1523	1554	1584	1612	1639	1665
35	1351	-23.56	20.26	64.6	109.4	154.8	200.6	247	294	341.8	1505	1536	1565	1593	1620	1646	1672
30	1167	-23.72	20.11	64.45	109.3	154.6	200.5	246.9	293.9		1517	1546	1574	1601	1627	1653	1678
25	1003	-23.87	19.97	64.32	109.2	154.5	200.4	246.8	293.9	1499	1528	1556	1582	1608	1634	1659	1683
20	857.8	-24	19.84	64.2	109.1	154.4	200.3	246.7		1509	1537	1563	1589	1614	1639	1664	1688
15	728.8	-24.11	19.73	64.1	109	154.3	200.2	246.6	1491	1518	1545	1570	1595	1620	1644	1668	1692
10	615.3	-24.22	19.63	64.01	108.9	154.2	200.1		1500	1526	1551	1576	1600	1624	1648	1672	1696
5	516	-24.3	19.55	63.92	108.8	154.2	200.1	1481	1507	1532	1557	1581	1605	1628	1652	1675	1699
0	429.6	-24.38	19.48	63.85	108.7	154.1		1488	1513	1538	1562	1585	1609	1632	1655	1678	1701
-5	354.9	-24.45	19.41	63.79	108.7	154.1	1470	1495	1519	1542	1566	1589	1612	1635	1658	1681	1703
-10	290.8	-24.5	19.36	63.74	108.6		1476	1500	1523	1546	1569	1592	1615	1637	1660	1683	1705
-15	236.2	-24.55	19.31	63.7	108.6	1457	1481	1504	1527	1550	1572	1595	1617	1639	1662	1684	1707
-20	190.1	-24.59	19.27	63.66		1462	1485	1507	1530	1552	1575	1597	1619	1641	1663	1686	1708
-25	151.5	-24.63	19.24	63.63	1442	1465	1488	1510	1533	1555	1577	1599	1621	1643	1665	1687	1710
-30	119.4	-24.66	19.21		1446	1469	1491	1513	1535	1556	1578	1600	1622	1644	1666	1688	1711
-35	93.07	-24.68	19.19	1427	1449	1471	1493	1515	1536	1558	1580	1601	1623	1645	1667	1689	1711
-40	71.66	-24.7		1430	1452	1473	1495	1516	1538	1559	1581	1602	1624	1646	1668	1690	1712
-45	54.47	-24.72	1411	1432	1454	1475	1496	1518	1539	1560	1582	1603	1625	1646	1668	1690	1712
-50	40.82		1413	1434	1455	1476	1497	1519	1540	1561	1582	1604	1625	1647	1669	1691	1713

Fuente: Tillner-Roth, Harms-Watzenberg, and Baehr, "Eine neue Fundamentalgleichung für Ammoniak", DKV-Tagungsbericht 20:167-181, 1993.

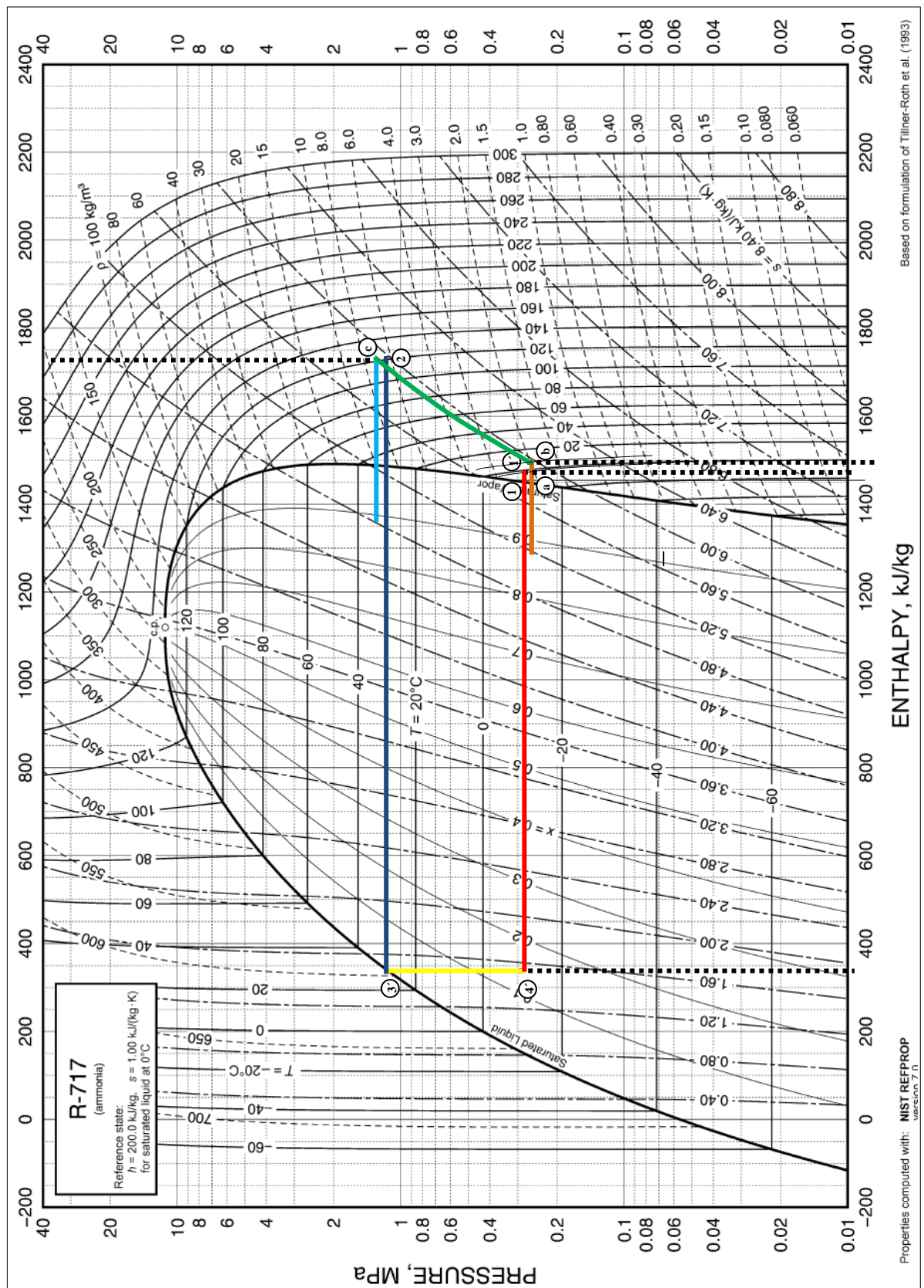


## ANEXO Z. Ciclo ideal en el diagrama p – h para Amoniaco ó R – 717 [25]



Fuente: ASHRAE. Hand Book. Refrigerating and Air Conditioning Engineers

**ANEXO AA.** Ciclo real en el diagrama p – h del Amoniaco ó R – 717 [25].



Fuente: ASHRAE. Hand Book. Refrigerating and Air Conditioning Engineers

**ANEXO BB.** Propiedades de líquido y vapor saturado del R – 22.

t (°C)	P (kPa)	V <sub>l</sub> (dm <sup>3</sup> /kg)	V <sub>g</sub> (m <sup>3</sup> /kg)	h <sub>l</sub> (kJ/kg)	h <sub>g</sub> (kJ/kg)	S <sub>l</sub> (kJ/kg·K)	S <sub>g</sub> (kJ/kg·K)
-50	64.39	0.6952	0.32461	144.94	383.93	0.7791	1.8501
-48	71.28	0.698	0.29526	147.01	384.88	0.7883	1.8448
-46	78.75	0.7008	0.26907	149.09	385.82	0.7975	1.8397
-44	86.82	0.7036	0.24564	151.19	386.76	0.8066	1.8347
-42	95.55	0.7064	0.22464	153.29	387.69	0.8157	1.8298
-40	104.95	0.7093	0.20578	155.4	388.62	0.8248	1.8251
-38	115.07	0.7123	0.18881	157.52	389.54	0.8339	1.8205
-36	125.94	0.7153	0.17351	159.66	390.45	0.8429	1.8161
-34	137.61	0.7183	0.15969	161.8	391.36	0.8518	1.8117
-32	150.11	0.7214	0.14719	163.96	392.26	0.8608	1.8075
-30	163.48	0.7245	0.13586	166.13	393.15	0.8697	1.8034
-28	177.76	0.7277	0.12558	168.31	394.03	0.8786	1.7993
-26	192.99	0.7309	0.11623	170.5	394.91	0.8874	1.7954
-24	209.22	0.7342	0.10772	172.7	395.77	0.8963	1.7916
-22	226.48	0.7375	0.09995	174.91	396.63	0.905	1.7879
-20	244.83	0.7409	0.09286	177.13	397.48	0.9138	1.7842
-18	264.29	0.7443	0.08637	179.37	398.31	0.9226	1.7807
-16	284.93	0.7478	0.08042	181.61	399.14	0.9313	1.7772
-14	306.78	0.7514	0.07497	183.87	399.96	0.9399	1.7738
-12	329.89	0.755	0.06996	186.14	400.77	0.9486	1.7705
-10	354.3	0.7587	0.06535	188.42	401.56	0.9572	1.7672
-8	380.06	0.7625	0.0611	190.71	402.35	0.9658	1.764
-6	407.23	0.7663	0.05719	193.02	403.12	0.9744	1.7609
-4	435.84	0.7703	0.05357	195.33	403.88	0.983	1.7578
-2	465.94	0.7742	0.05023	197.66	404.63	0.9915	1.7548
0	497.59	0.7783	0.04714	200	405.37	1	1.7519
2	530.83	0.7825	0.04427	202.35	406.09	1.0085	1.749
4	565.71	0.7867	0.04162	204.72	406.8	1.0169	1.7461
6	602.28	0.791	0.03915	207.09	407.5	1.0254	1.7433
8	640.59	0.7955	0.03685	209.48	408.18	1.0338	1.7405
10	680.7	0.8	0.03472	211.88	408.84	1.0422	1.7378
12	722.65	0.8046	0.03273	214.3	409.49	1.0506	1.7351
14	766.5	0.8094	0.03087	216.7	410.13	1.0589	1.7325
16	812.29	0.8142	0.02914	219.15	410.75	1.0672	1.7299
18	860.08	0.8192	0.02752	221.6	411.35	1.0756	1.7273
20	909.93	0.8243	0.02601	224.07	411.93	1.0839	1.7247
22	961.89	0.8295	0.02459	226.56	412.49	1.0922	1.7221
24	1016.01	0.8349	0.02326	229.05	413.03	1.1005	1.7196
26	1072.34	0.8404	0.02201	231.57	413.56	1.1087	1.7171
28	1130.95	0.8461	0.02084	234.1	414.06	1.117	1.7146
30	1191.88	0.8519	0.01974	236.65	414.54	1.1253	1.7121
32	1255.2	0.8579	0.01871	239.22	415	1.1335	1.7096
34	1320.97	0.8641	0.01774	241.8	415.43	1.1418	1.7071
36	1389.24	0.8705	0.01682	244.41	415.84	1.15	1.7046
38	1460.06	0.8771	0.01595	247.03	416.22	1.1583	1.7021
40	1533.52	0.8839	0.01514	249.67	416.57	1.1666	1.6995
42	1609.65	0.8909	0.01437	252.34	416.89	1.1748	1.697
44	1688.53	0.8983	0.01364	255.03	417.18	1.1831	1.6944
46	1770.23	0.9058	0.01295	257.74	417.44	1.1914	1.6918
48	1854.8	0.9137	0.01229	260.49	417.66	1.1998	1.6892
50	1942.31	0.9219	0.01167	263.25	417.85	1.2081	1.6865
52	2032.84	0.9304	0.01108	266.05	417.99	1.2165	1.6838
54	2126.46	0.9394	0.01052	268.88	418.09	1.2249	1.681
56	2223.23	0.9487	0.00999	271.74	418.15	1.2333	1.6781
58	2323.24	0.9585	0.00948	274.64	418.15	1.2418	1.6752
60	2426.57	0.9687	0.009	277.58	418.1	1.2504	1.6722
62	2533.29	0.9796	0.00854	280.57	417.99	1.259	1.669
64	2643.49	0.991	0.0081	283.6	417.81	1.2677	1.6658
66	2757.26	1.0031	0.00768	286.68	417.56	1.2765	1.6624
68	2874.7	1.0161	0.00728	289.82	417.24	1.2854	1.6588
70	2995.9	1.0298	0.00689	293.03	416.82	1.2944	1.6551



ANEXO CC. Entalpía de líquido y vapor recalentado del R – 22.

t <sub>sat</sub> (°C)	P (kPa)	t (°C)															
		-50	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
70	2998	144.7	155.6	166.6	177.7	189.1	200.6	212.3	224.3	236.7	249.5	262.9	277.2		430	442	452
65	2702	144.6	155.5	166.5	177.7	189	200.5	212.2	224.3	236.7	249.5	263	277.5	424	436	446	456
60	2428	144.5	155.4	166.4	177.6	188.9	200.4	212.2	224.2	236.7	249.6	263.2		429	440	450	459
55	2176	144.4	155.3	166.3	177.5	188.8	200.4	212.1	224.2	236.7	249.6	263.3	423.4	434	444	453	462
50	1943	144.3	155.2	166.2	177.4	188.8	200.3	212.1	224.2	236.7	249.7		428	438	447	456	465
45	1730	144.2	155.1	166.2	177.3	188.7	200.3	212.1	224.2	236.7	249.7	422.1	431.7	441	450	458	467
40	1534	144.1	155.1	166.1	177.3	188.6	200.2	212	224.2	236.7		425.9	434.9	444	452	461	469
35	1355	144.1	155	166	177.2	188.6	200.2	212	224.2	236.7	420	429	437.5	446	454	462	471
30	1192	144	154.9	166	177.2	188.6	200.1	212	224.2		423.1	431.6	439.8	448	456	464	472
25	1044	144	154.9	165.9	177.1	188.5	200.1	212	224.2	417.4	425.7	433.8	441.8	450	458	466	474
20	910.3	143.9	154.8	165.9	177.1	188.5	200.1	212		419.9	427.9	435.8	443.6	451	459	467	475
15	789.6	143.9	154.8	165.8	177.1	188.4	200.1	211.9	414.2	422.1	429.8	437.5	445.1	453	460	468	476
10	681.2	143.8	154.7	165.8	177	188.4	200		416.3	423.9	431.4	438.9	446.4	454	462	469	477
5	584.3	143.8	154.7	165.8	177	188.4	200	410.6	418.1	425.5	432.9	440.2	447.6	455	463	470	478
0	498.1	143.7	154.7	165.7	177	188.4		412.4	419.6	426.8	434.1	441.3	448.6	456	463	471	478
-5	421.9	143.7	154.7	165.7	176.9	188.4	406.7	413.8	420.9	428	435.1	442.3	449.5	457	464	472	479
-10	354.9	143.7	154.6	165.7	176.9		408.1	415.1	422	429	436	443.1	450.3	458	465	472	480
-15	296.3	143.7	154.6	165.7	176.9	402.5	409.3	416.1	423	429.9	436.8	443.8	450.9	458	465	473	480
-20	245.4	143.6	154.6	165.7		403.7	410.3	417	423.8	430.6	437.5	444.4	451.5	459	466	473	481
-25	201.5	143.6	154.6	165.6	398.1	404.6	411.2	417.8	424.5	431.2	438.1	445	452	459	466	474	481
-30	163.9	143.6	154.6		399	405.4	411.9	418.4	425.1	431.8	438.5	445.4	452.4	460	467	474	481
-35	132	143.6	154.5	393.4	399.7	406.1	412.5	419	425.5	432.2	438.9	445.8	452.7	460	467	474	482
-40	105.2	143.6		394.1	400.4	406.6	413	419.4	425.9	432.6	439.3	446.1	453	460	467	474	482
-45	82.91	143.6	388.6	394.7	400.9	407.1	413.4	419.8	426.3	432.9	439.6	446.4	453.3	460	467	475	482
-50	64.52		389.2	395.2	401.3	407.5	413.7	420.1	426.6	433.1	439.8	446.6	453.5	461	468	475	482

Fuente: Wagner, W., Marx, V., Prob, A., "A New Equation of State for Chlorodifluoromethane covering the entire fluid region from 116 K to 550 K at pressures up to 200 MPa, Int. J. Refrig, 16:373, 1993.



ANEXO DD. Entropía de líquido y vapor recalentado del R – 22.

t <sub>sat</sub> (°C)	P (kPa)	t (°C)															
		-50	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
70	2998	0.769	0.817	0.863	0.908	0.952	0.995	1.037	1.079	1.12	1.162	1.204	1.248		1.69	1.73	1.75
65	2702	0.77	0.818	0.864	0.909	0.953	0.996	1.038	1.08	1.121	1.163	1.205	1.249	1.68	1.72	1.75	1.77
60	2428	0.77	0.818	0.864	0.909	0.953	0.996	1.038	1.08	1.122	1.164	1.206		1.71	1.74	1.76	1.79
55	2176	0.771	0.818	0.865	0.91	0.954	0.997	1.039	1.081	1.123	1.165	1.208	1.696	1.73	1.76	1.78	1.81
50	1943	0.771	0.819	0.865	0.91	0.954	0.997	1.039	1.081	1.123	1.165		1.717	1.75	1.77	1.8	1.82
45	1730	0.771	0.819	0.865	0.91	0.954	0.998	1.04	1.082	1.124	1.166	1.708	1.737	1.76	1.79	1.81	1.84
40	1534	0.771	0.819	0.866	0.911	0.955	0.998	1.04	1.083	1.125		1.729	1.756	1.78	1.81	1.83	1.85
35	1355	0.772	0.82	0.866	0.911	0.955	0.998	1.041	1.083	1.125	1.72	1.748	1.774	1.8	1.82	1.85	1.87
30	1192	0.772	0.82	0.866	0.911	0.955	0.999	1.041	1.083		1.74	1.767	1.792	1.82	1.84	1.86	1.88
25	1044	0.772	0.82	0.866	0.912	0.956	0.999	1.042	1.084	1.732	1.759	1.784	1.809	1.83	1.86	1.88	1.9
20	910.3	0.772	0.82	0.867	0.912	0.956	0.999	1.042		1.751	1.777	1.802	1.826	1.85	1.87	1.89	1.91
15	789.6	0.772	0.82	0.867	0.912	0.956	0.999	1.042	1.744	1.771	1.796	1.82	1.843	1.87	1.89	1.91	1.93
10	681.2	0.773	0.821	0.867	0.912	0.956	1		1.764	1.789	1.814	1.837	1.86	1.88	1.9	1.93	1.95
5	584.3	0.773	0.821	0.867	0.912	0.957	1	1.757	1.783	1.808	1.832	1.855	1.877	1.9	1.92	1.94	1.96
0	498.1	0.773	0.821	0.867	0.912	0.957		1.777	1.802	1.826	1.85	1.873	1.895	1.92	1.94	1.96	1.98
-5	421.9	0.773	0.821	0.867	0.913	0.957	1.771	1.797	1.821	1.845	1.868	1.891	1.913	1.93	1.96	1.98	2
-10	354.9	0.773	0.821	0.868	0.913		1.792	1.817	1.841	1.864	1.887	1.909	1.931	1.95	1.97	1.99	2.01
-15	296.3	0.773	0.821	0.868	0.913	1.787	1.812	1.837	1.861	1.884	1.906	1.928	1.95	1.97	1.99	2.01	2.03
-20	245.4	0.773	0.821	0.868		1.808	1.833	1.857	1.881	1.903	1.926	1.948	1.969	1.99	2.01	2.03	2.05
-25	201.5	0.773	0.821	0.868	1.804	1.83	1.854	1.878	1.901	1.924	1.946	1.968	1.989	2.01	2.03	2.05	2.07
-30	163.9	0.773	0.821		1.827	1.852	1.876	1.9	1.922	1.945	1.967	1.989	2.01	2.03	2.05	2.07	2.09
-35	132	0.773	0.821	1.824	1.85	1.875	1.898	1.922	1.944	1.967	1.989	2.01	2.031	2.05	2.07	2.09	2.11
-40	105.2	0.773		1.848	1.874	1.898	1.922	1.945	1.967	1.989	2.011	2.033	2.054	2.08	2.1	2.12	2.14
-45	82.91	0.773	1.847	1.873	1.898	1.922	1.946	1.968	1.991	2.013	2.035	2.056	2.077	2.1	2.12	2.14	2.16
-50	64.52		1.873	1.899	1.923	1.947	1.97	1.993	2.016	2.038	2.059	2.081	2.102	2.12	2.14	2.16	2.18

Fuente: Wagner, W., Marx, V., Prob, A., "A New Equation of State for Chlorodifluoromethane covering the entire fluid region from 116 K to 550 K at pressures up to 200 MPa, Int. J. Refrig, 16:373, 1993.

ANEXO EE. Ciclo ideal en el diagrama p – h para R – 22 [25].

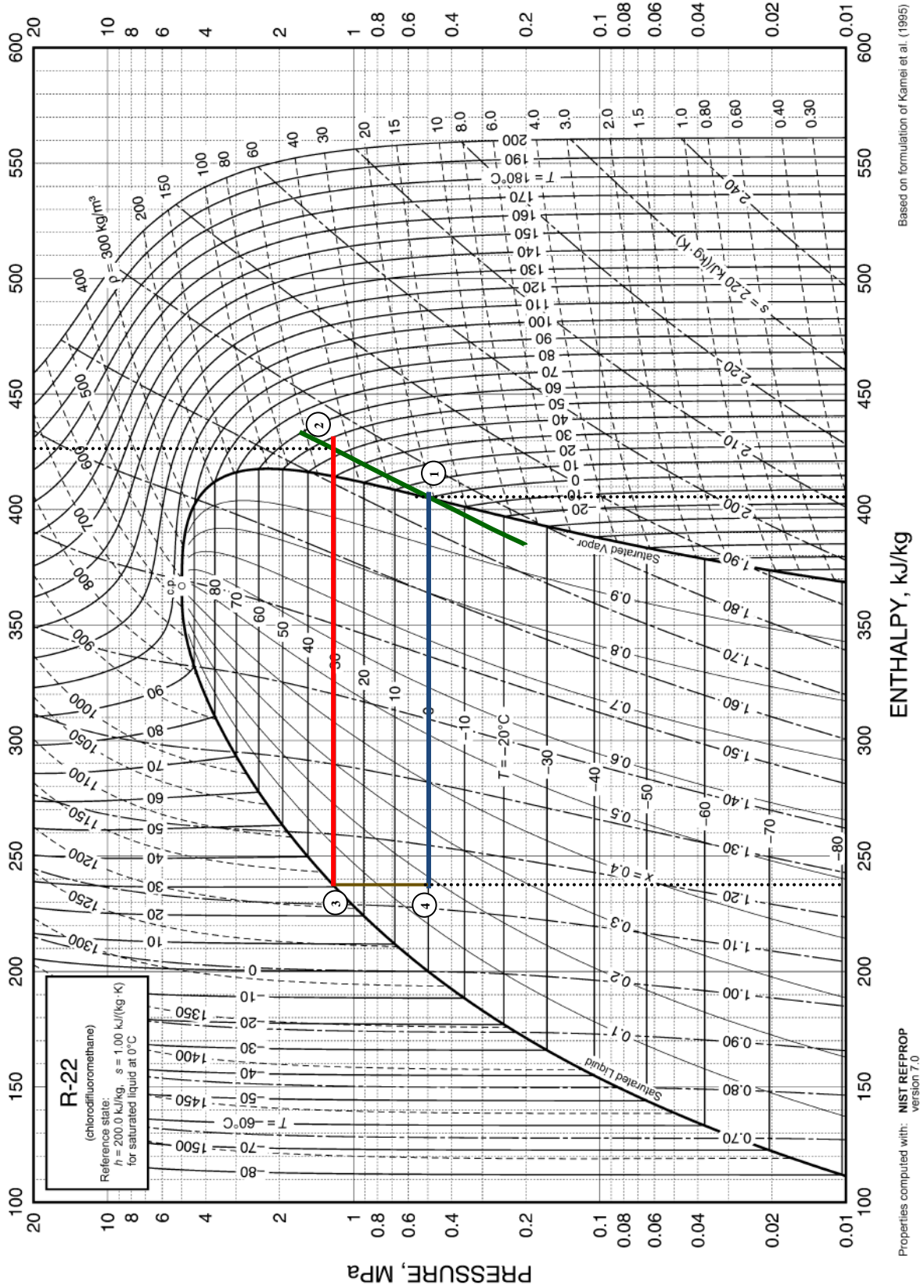
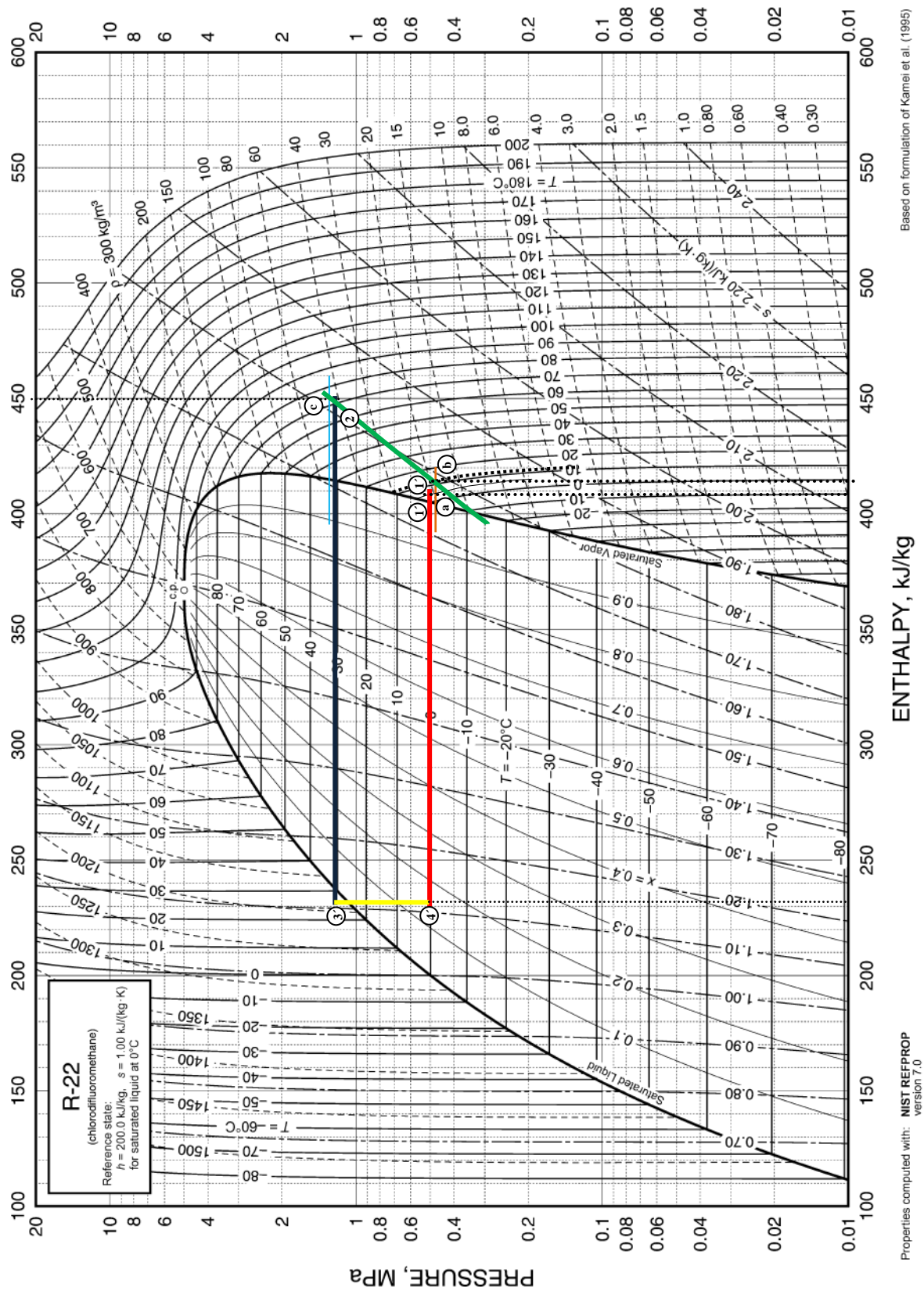


Fig. 2 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 22

Fuente: ASHRAE. Hand Book. Refrigerating and Air Conditioning Engineers

ANEXO FF. Ciclo real en el diagrama p – h para R – 22 [25].



Fuente: ASHRAE. Hand Book. Refrigerating and Air Conditioning Engineers



# ANEXO GG. Propiedades de líquido y vapor saturado del R – 134a.

R-134a, CH<sub>2</sub>F-CF<sub>3</sub>, 1,1,1,2-Tetrafluoretano

t (°C)	P (kPa)	v <sub>l</sub> (dm <sup>3</sup> /kg)	v <sub>g</sub> (m <sup>3</sup> /kg)	h <sub>l</sub> (kJ/kg)	h <sub>g</sub> (kJ/kg)	s <sub>l</sub> (kJ/kg·K)	s <sub>g</sub> (kJ/kg·K)
-50	29.9	0.6917	0.5957	138.42	366.54	0.7524	1.7747
-48	33.5	0.6944	0.53549	140.7	367.81	0.7626	1.7713
-46	37.45	0.6971	0.48239	142.99	369.07	0.7727	1.768
-44	41.77	0.6998	0.43545	145.3	370.33	0.7828	1.7648
-42	46.5	0.7026	0.39385	147.63	371.59	0.7929	1.7618
-40	51.64	0.7055	0.35692	149.97	372.85	0.803	1.7589
-38	57.24	0.7083	0.32405	152.33	374.11	0.813	1.7562
-36	63.32	0.7113	0.29474	154.7	375.37	0.8231	1.7535
-34	69.91	0.7142	0.26855	157.09	376.62	0.8331	1.751
-32	77.04	0.7172	0.24511	159.49	377.87	0.8431	1.7486
-30	84.74	0.7202	0.22408	161.91	379.11	0.853	1.7463
-28	93.05	0.7233	0.20518	164.35	380.35	0.863	1.7441
-26	101.99	0.7264	0.18817	166.8	381.59	0.8729	1.742
-24	111.6	0.7296	0.17282	169.26	382.82	0.8828	1.74
-22	121.92	0.7328	0.15896	171.74	384.05	0.8927	1.738
-20	132.99	0.7361	0.14641	174.24	385.28	0.9025	1.7362
-18	144.83	0.7394	0.13504	176.75	386.5	0.9124	1.7345
-16	157.48	0.7428	0.12471	179.27	387.71	0.9222	1.7328
-14	170.99	0.7463	0.11533	181.81	388.92	0.932	1.7312
-12	185.4	0.7498	0.10678	184.36	390.12	0.9418	1.7297
-10	200.73	0.7533	0.09898	186.93	391.32	0.9515	1.7282
-8	217.04	0.7569	0.09186	189.52	392.51	0.9613	1.7269
-6	234.36	0.7606	0.08535	192.12	393.7	0.971	1.7255
-4	252.74	0.7644	0.07938	194.73	394.87	0.9807	1.7243
-2	272.21	0.7682	0.07391	197.36	396.04	0.9903	1.7231
0	292.82	0.7721	0.06889	200	397.2	1	1.722
2	314.62	0.776	0.06427	202.66	398.36	1.0096	1.7209
4	337.65	0.7801	0.06001	205.33	399.5	1.0192	1.7199
6	361.95	0.7842	0.05609	208.02	400.64	1.0288	1.7189
8	387.56	0.7884	0.05248	210.72	401.77	1.0384	1.7179
10	414.55	0.7927	0.04913	213.44	402.89	1.048	1.717
12	442.94	0.7971	0.04604	216.17	404	1.0575	1.7162
14	472.8	0.8016	0.04318	218.92	405.1	1.067	1.7154
16	504.16	0.8062	0.04052	221.68	406.18	1.0765	1.7146
18	537.08	0.8109	0.03806	224.44	407.26	1.0859	1.7139
20	571.6	0.8157	0.03577	227.23	408.33	1.0954	1.7132
22	607.78	0.8206	0.03365	230.05	409.38	1.1049	1.7125
24	645.66	0.8257	0.03166	232.87	410.42	1.1143	1.7118
26	685.3	0.8309	0.02982	235.72	411.45	1.1237	1.7112
28	726.75	0.8362	0.02809	238.58	412.47	1.1332	1.7106
30	770.06	0.8416	0.02648	241.46	413.47	1.1426	1.71
32	815.28	0.8473	0.02498	244.36	414.45	1.152	1.7094
34	862.47	0.853	0.02357	247.28	415.42	1.1614	1.7088
36	911.68	0.859	0.02225	250.22	416.37	1.1708	1.7082
38	962.98	0.8651	0.02102	253.18	417.3	1.1802	1.7077
40	1016.4	0.8714	0.01986	256.16	418.21	1.1896	1.7071
42	1072.02	0.8779	0.01877	259.16	419.11	1.199	1.7065
44	1129.9	0.8847	0.01774	262.19	419.98	1.2084	1.7059
46	1190.08	0.8917	0.01678	265.24	420.83	1.2178	1.7053
48	1252.63	0.8989	0.01588	268.32	421.65	1.2273	1.7047
50	1317.62	0.9064	0.01502	271.42	422.44	1.2367	1.7041
52	1385.1	0.9142	0.01421	274.55	423.21	1.2462	1.7034
54	1455.15	0.9223	0.01345	277.71	423.95	1.2557	1.7027
56	1527.83	0.9308	0.01273	280.9	424.66	1.2652	1.7019
58	1603.2	0.9396	0.01205	284.13	425.32	1.2747	1.7011
60	1681.34	0.9488	0.01141	287.39	425.96	1.2843	1.7003
62	1762.33	0.9585	0.01079	290.68	426.54	1.294	1.6994
64	1846.22	0.9687	0.01021	294.02	427.09	1.3037	1.6983
66	1933.11	0.9794	0.00966	297.4	427.58	1.3134	1.6973
68	2023.07	0.9907	0.00914	300.83	428.02	1.3232	1.6961
70	2116.2	1.0027	0.00864	304.31	428.4	1.3331	1.6947

Fuente: D.P.Wilson & R.S.Basu, ASHRAE Transactions 1988, Vol. 94 part 2.

**ANEXO HH.** Propiedades de líquido y vapor saturado del R – 134a.

$t_{\text{sat}}$ (°C)	P (kPa)	$t$ (°C)															
		-50	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
70	2118	0.738	0.793	0.846	0.897	0.947	0.996	1.045	1.092	1.14	1.187	1.234	1.283		1.74	1.77	1.81
65	1891	0.739	0.793	0.846	0.897	0.948	0.997	1.045	1.093	1.14	1.188	1.235	1.284	1.72	1.76	1.79	1.82
60	1683	0.739	0.793	0.846	0.898	0.948	0.997	1.046	1.094	1.141	1.188	1.236		1.74	1.78	1.81	1.84
55	1492	0.739	0.794	0.847	0.898	0.948	0.998	1.046	1.094	1.141	1.189	1.237	1.724	1.76	1.79	1.82	1.85
50	1319	0.739	0.794	0.847	0.898	0.949	0.998	1.046	1.094	1.142	1.189		1.744	1.78	1.81	1.84	1.87
45	1161	0.74	0.794	0.847	0.899	0.949	0.998	1.047	1.095	1.142	1.19	1.727	1.762	1.79	1.82	1.85	1.88
40	1017	0.74	0.794	0.847	0.899	0.949	0.999	1.047	1.095	1.143		1.746	1.778	1.81	1.84	1.87	1.9
35	887.5	0.74	0.794	0.847	0.899	0.949	0.999	1.047	1.095	1.143	1.73	1.763	1.795	1.83	1.85	1.88	1.91
30	770.6	0.74	0.795	0.848	0.899	0.95	0.999	1.048	1.096		1.748	1.78	1.811	1.84	1.87	1.9	1.93
25	665.8	0.74	0.795	0.848	0.899	0.95	0.999	1.048	1.096	1.733	1.766	1.797	1.826	1.86	1.88	1.91	1.94
20	572.1	0.74	0.795	0.848	0.9	0.95	0.999	1.048		1.751	1.782	1.813	1.842	1.87	1.9	1.93	1.95
15	488.7	0.74	0.795	0.848	0.9	0.95	1	1.048	1.736	1.768	1.799	1.829	1.858	1.89	1.91	1.94	1.97
10	414.9	0.741	0.795	0.848	0.9	0.95	1		1.754	1.786	1.816	1.845	1.874	1.9	1.93	1.96	1.98
5	349.9	0.741	0.795	0.848	0.9	0.95	1	1.741	1.772	1.803	1.832	1.861	1.889	1.92	1.95	1.97	2
0	293	0.741	0.795	0.848	0.9	0.951		1.759	1.79	1.82	1.849	1.878	1.906	1.93	1.96	1.99	2.01
-5	243.5	0.741	0.795	0.848	0.9	0.951	1.746	1.777	1.808	1.837	1.866	1.894	1.922	1.95	1.98	2	2.03
-10	200.7	0.741	0.795	0.848	0.9		1.765	1.796	1.826	1.855	1.883	1.912	1.939	1.97	1.99	2.02	2.05
-15	164	0.741	0.795	0.849	0.9	1.753	1.784	1.814	1.844	1.873	1.901	1.929	1.957	1.98	2.01	2.04	2.06
-20	132.8	0.741	0.796	0.849		1.773	1.803	1.833	1.863	1.891	1.92	1.948	1.975	2	2.03	2.06	2.08
-25	106.5	0.741	0.796	0.849	1.762	1.793	1.823	1.853	1.882	1.911	1.939	1.966	1.994	2.02	2.05	2.07	2.1
-30	84.43	0.741	0.796		1.783	1.814	1.844	1.873	1.902	1.93	1.958	1.986	2.013	2.04	2.07	2.09	2.12
-35	66.19	0.741	0.796	1.773	1.804	1.835	1.865	1.894	1.923	1.951	1.979	2.006	2.034	2.06	2.09	2.11	2.14
-40	51.25	0.741		1.796	1.827	1.857	1.886	1.916	1.944	1.972	2	2.028	2.055	2.08	2.11	2.14	2.16
-45	39.15	0.741	1.788	1.819	1.85	1.88	1.909	1.938	1.967	1.995	2.023	2.05	2.077	2.1	2.13	2.16	2.18
-50	29.48		1.812	1.843	1.874	1.904	1.933	1.962	1.99	2.018	2.046	2.074	2.101	2.13	2.15	2.18	2.21

Fuente: R. Tillner-Roth and H.D. Baehr, An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for Temperatures from 170 K to 455 K and Pressures up to 70 MPa, J. Phys. Chem, Ref. Data, Vol. 23, No. 5, 1994.

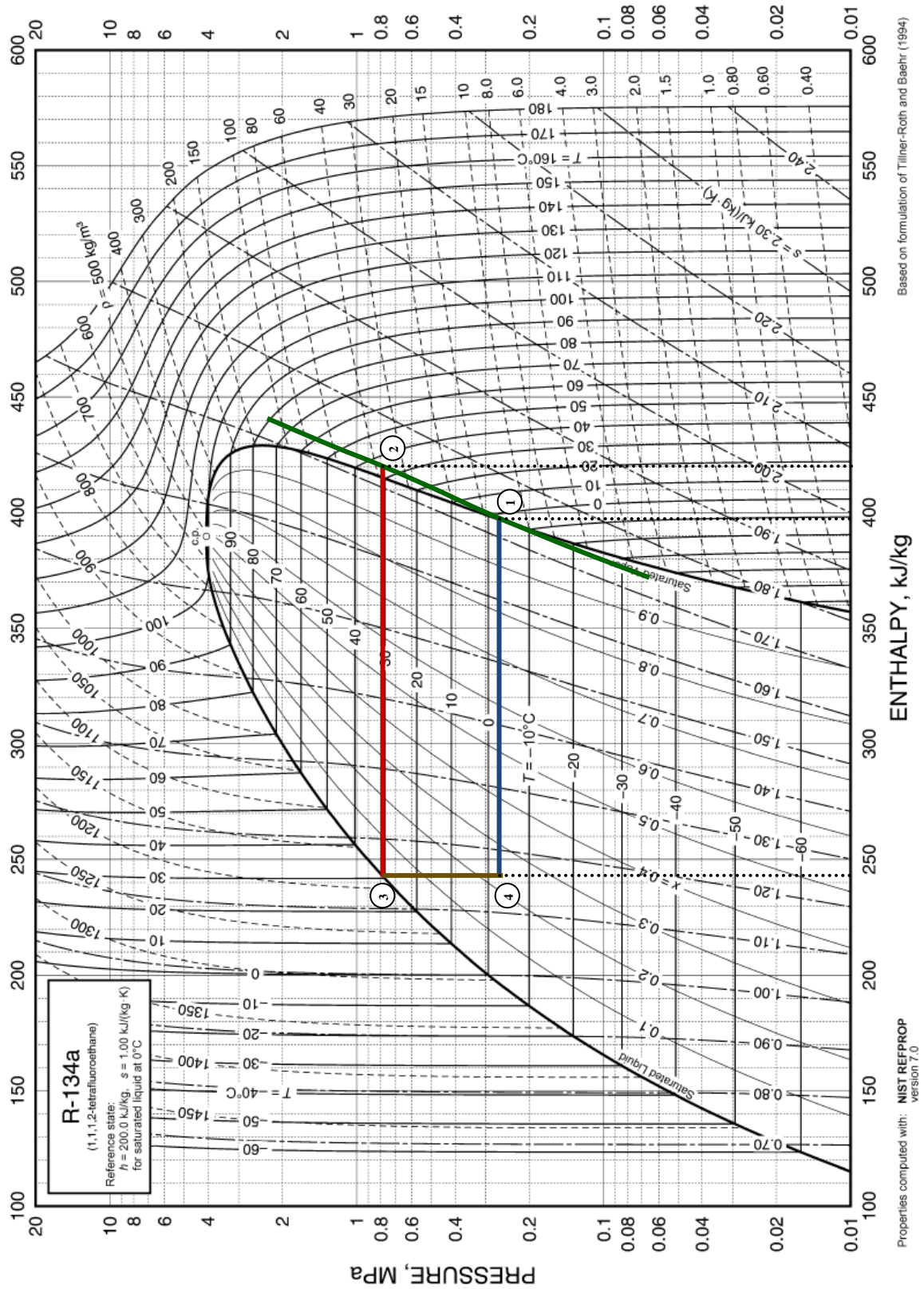
## ANEXO II. Entalpía de líquido y vapor saturado del R – 134a.

t <sub>sat</sub> (°C)	P (kPa)	t (°C)															
		-50	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
70	2118	136.5	148.9	161.5	174.3	187.2	200.4	213.9	227.6	241.7	256.2	271.3	287.2		443	456	469
65	1891	136.4	148.8	161.4	174.2	187.2	200.4	213.8	227.6	241.7	256.3	271.4	287.3	435	448	460	472
60	1683	136.3	148.7	161.3	174.1	187.1	200.3	213.8	227.6	241.7	256.3	271.5		440	452	463	475
55	1492	136.2	148.7	161.3	174.1	187.1	200.3	213.8	227.6	241.7	256.3	271.5	431.5	444	455	466	477
50	1319	136.2	148.6	161.2	174	187	200.2	213.7	227.5	241.7	256.4		435.4	447	458	469	479
45	1161	136.1	148.6	161.2	174	187	200.2	213.7	227.5	241.7	256.4	427.3	438.6	449	460	471	481
40	1017	136.1	148.5	161.1	173.9	186.9	200.2	213.7	227.5	241.7		430.5	441.2	452	462	473	483
35	887.5	136	148.5	161.1	173.9	186.9	200.1	213.7	227.5	241.7	422.6	433.2	443.5	454	464	474	485
30	770.6	136	148.4	161	173.8	186.9	200.1	213.6	227.5		425.2	435.4	445.4	456	466	476	486
25	665.8	135.9	148.4	161	173.8	186.8	200.1	213.6	227.5	417.4	427.4	437.3	447.1	457	467	477	487
20	572.1	135.9	148.3	161	173.8	186.8	200.1	213.6		419.6	429.3	438.9	448.6	458	468	478	488
15	488.7	135.9	148.3	160.9	173.7	186.8	200	213.6	411.9	421.4	430.8	440.3	449.8	459	469	479	489
10	414.9	135.8	148.3	160.9	173.7	186.8	200		413.7	422.9	432.2	441.5	450.9	460	470	480	490
5	349.9	135.8	148.3	160.9	173.7	186.7	200	406.1	415.1	424.2	433.3	442.5	451.8	461	471	480	490
0	293	135.8	148.2	160.9	173.7	186.7		407.5	416.4	425.3	434.3	443.4	452.6	462	471	481	491
-5	243.5	135.8	148.2	160.8	173.7	186.7	400	408.7	417.4	426.2	435.1	444.2	453.3	463	472	482	491
-10	200.7	135.7	148.2	160.8	173.6		401.2	409.7	418.3	427	435.9	444.8	453.9	463	473	482	492
-15	164	135.7	148.2	160.8	173.6	393.8	402.1	410.5	419.1	427.7	436.5	445.4	454.4	464	473	483	492
-20	132.8	135.7	148.2	160.8		394.7	402.9	411.2	419.7	428.2	437	445.8	454.8	464	473	483	492
-25	106.5	135.7	148.2	160.8	387.4	395.5	403.6	411.8	420.2	428.7	437.4	446.2	455.2	464	474	483	493
-30	84.43	135.7	148.1		388.1	396.1	404.1	412.3	420.6	429.1	437.7	446.5	455.5	465	474	483	493
-35	66.19	135.7		381	388.7	396.6	404.5	412.7	421	429.4	438	446.8	455.7	465	474	484	493
-40	51.25	135.7		381.5	389.2	397	404.9	413	421.2	429.7	438.3	447	455.9	465	474	484	493
-45	39.15	135.7	374.5	382	389.5	397.3	405.2	413.2	421.5	429.9	438.4	447.2	456.1	465	474	484	493
-50	29.48		374.9	382.3	389.8	397.5	405.4	413.4	421.7	430	438.6	447.3	456.2	465	475	484	493

Fuente: R. Tillner-Roth and H.D. Baehr, An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for Temperatures from 170 K to 455 K and Pressures up to 70 MPa, J. Phys. Chem, Ref. Data, Vol. 23, No. 5, 1994.



**ANEXO JJ.** Ciclo ideal en el diagrama p – h para R – 134<sup>a</sup> [25]



Fuente: ASHRAE. Hand Book. Refrigerating and Air Conditioning Engineers

**ANEXO KK.** Ciclo real en el diagrama p – h para R – 134<sup>a</sup> [25].

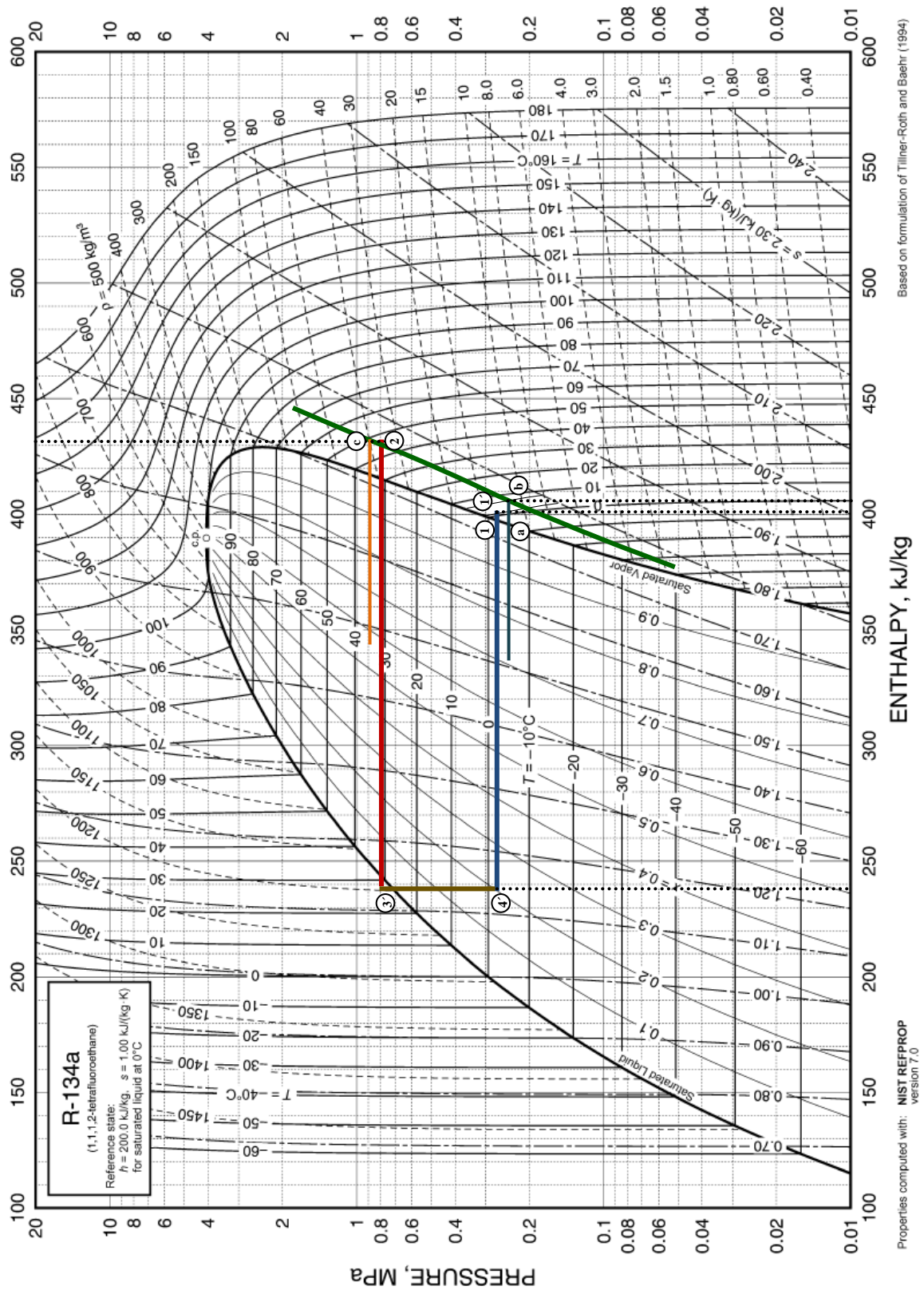


Fig. 8 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 134a

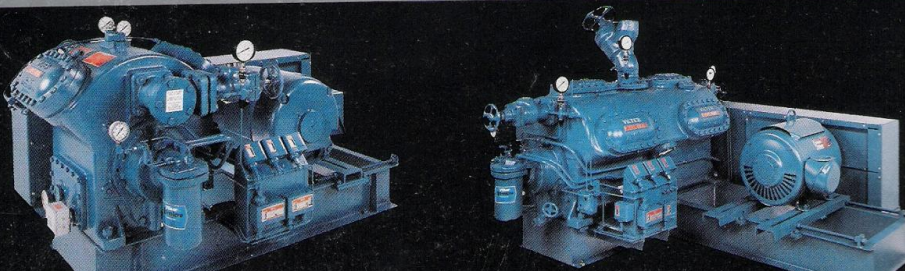
Fuente: ASHRAE. Hand Book. Refrigerating and Air Conditioning Engineers



## ANEXO LL. Diámetro y carrera del pistón del compresor reciprocante.

ITEM		452XL	454XL	456XL	458XL	4512XL	4516XL
Number of Cylinders		2	4	6	8	12	16
Maximum RPM		1200	1200	1200	1200	1200	1200
Bore & Stroke — In. (mm)		4 1/2 x 4 1/2 (114 x 114)	4 1/2 x 4 1/2 (114 x 114)	4 1/2 x 4 1/2 (114 x 114)	4 1/2 x 4 1/2 (114 x 114)	4 1/2 x 4 1/2 (114 x 114)	4 1/2 x 4 1/2 (114 x 114)
CFM @ Maximum RPM (m³/hr)		99.4(169)	199(338)	298(507)	398(676)	597(1014)	796(1352)
Tons(Kcal/hr × 10³) Refrigeration @ 95°F. Condensing	R-717 (10°F.)	24(73)	49(148)	73(221)	97(293)	146(442)	195(590)
	R-22 (20°F.)	29(88)	59(178)	88(266)	117(354)	176(532)	235(711)
	R-290 (0°F.)	16(48)	31(94)	47(142)	62(187)	94(284)	125(378)
Suction Connection — In. (mm)		2 1/2(64)	3(76)	4(102)	4(102)	5(127)	6(152)
Discharge Connection — In.(mm)		2(51)	2 1/2(64)	3(76)	3(76)	Two 3(76)	Two 3(76)
Unit Weight Less Motor — Lbs.(Kg)		1900(862)	2700(1225)	3100(1406)	3400(1542)	5300(2404)	5800(2630)
Oil Charge — Gallons (Liters)		5(19)	7(27)	7(27)	7(27)	14(53)	14(53)
Standard Steps of Unloading (%)		0	50	33/66	25/50	33/66	25/50
Option 1 Steps of Unloading (%)		50	25/50/75	—	25/50/75	—	25/50/75
Option 2 Steps of Unloading (%)		100	50/100	33/66/100	25/50/75/100	33/66/100	25/50/75/100
Maximum Discharge Temp. — °F.(°C)		300(149)	300(149)	300(149)	300(149)	300(149)	300(149)
Crankcase Oil Temp. Range — °F.(°C)		110-130 (43-54)	110-130 (43-54)	110-130 (43-54)	110-130 (43-54)	110-130 (43-54)	110-130 (43-54)

Vilter reserves the right to make changes in design and specifications without notice.



Fuente: VILTER. Manual de compresores

## ANEXO MM. Pliego tarifario.

Nivel tensión	Media tensión con demanda horaria (MTDH)	
	5.208	1.414
07h00 hasta 22h00	0.072	
22h00 hasta 07h00	0.058	
Nivel tensión	Alta tensión	
	5.114	1.414
07h00 hasta 22h00	0.085	
22h00 hasta 07h00	0.057	

Fuente: Empresa Eléctrica Riobamba S.A. (E.E.R.S.A.)

**ANEXO NN.** Especificaciones técnicas del compresor reciprocante de 10 HP.

<b>MARCA:</b> INGERSOLL RAND		
<b>MODELO:</b> E100		
<b>SERIE:</b> H34721		
<b>MARCA:</b> LINCON A.C. MOTOR		
<b>SERIE:</b> U1930814488		
<b>HP:</b> 10	<b>PH:</b> 3	<b>Hz:</b> 60
<b>V:</b> 230/460	<b>A:</b> 13.6/6.8	<b>rpm:</b> 1740
<b>Factor de servicio:</b> 1.15		
<b>Eficiencia nominal:</b> 84%		

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**ANEXO OO.** Especificaciones técnicas del compresor reciprocante de 15 HP.

<b>MARCA:</b> INGERSOLL RAND		
<b>MODELO:</b> T30 7100E15		
<b>MARCA:</b> BALDOR INDUSTRIAL MOTORS		
<b>HP:</b> 15	<b>PH:</b> 3	<b>Hz:</b> 60
<b>V:</b> 230/460	<b>A:</b> 42/21	<b>rpm:</b> 1700
<b>Eficiencia máxima carga:</b> 84%		

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**ANEXO PP.** Especificaciones técnicas del compresor reciprocante de 10 HP.

<b>MARCA:</b> INGERSOLL RAND		
<b>MODELO:</b> T30 10120H		
<b>MARCA:</b> US. ELECTRICAL MOTORS		
<b>HP:</b> 10	<b>PH:</b> 3	<b>Hz:</b> 60
<b>V:</b> 220/440	<b>A:</b> 30/15	<b>rpm:</b> 1740
<b>Factor de servicio:</b> 1.1		



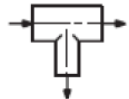
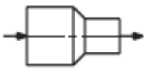
Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**ANEXO QQ.** Especificaciones técnicas del compresor de tornillo.

<b>MARCA:</b> ATLAS COPCO
<b>MODELO:</b> GA15
<b>SERIE:</b> AII 271769
<b>PRESIÓN DE DISEÑO:</b> 132 psi
<b>FREE AIR DELIVERY:</b> 84.7 cfm
<b>MAX SPEED:</b> 3600
<b>YEAR BUILT:</b> 2002

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**ANEXO RR.** Longitud equivalente.

Denominación	Accesorio	Longitudes equivalentes en metros									
		Diámetro interior d del tubo en milímetros									
		9	12	14	18	23	40	50	80	100	
Válvula esférica		0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,5	0,6	1,0	1,3	
Codo		0,6	0,7	1,0	1,3	1,5	2,5	3,5	4,5	6,5	
Pieza en T		0,7	0,85	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	7,0	10	
Reductor de 2d a d		0,3	0,4	0,45	0,5	0,6	0,9	1,0	2,0	2,5	

Fuente: CARNICE. Aire comprimido

# ANEXO SS. Diámetro para tubería galvanizada.

CRANE

APÉNDICE B — INFORMACIÓN TÉCNICA

B — 21

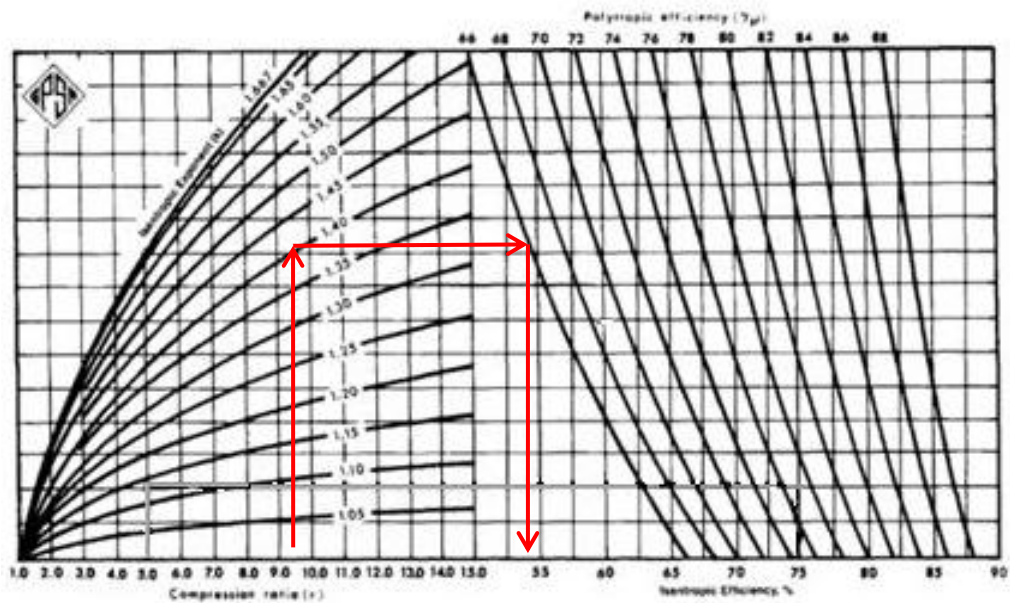
**B-13a. Tuberías comerciales de acero. Con base en ANSI B36.10: 1970 y BS 1600: Parte 2: 1970**

**Espesor de la tubería según número de cédula**

Medida nominal de la tubería	Diámetro exterior	Espesor	Diámetro interior	Medida nominal de la tubería	Diámetro exterior	Espesor	Diámetro interior		
pulgadas	mm	mm	mm	pulgadas	mm	mm	mm		
<b>Cédula 10</b>	14	355.6	6.35	342.9	<b>Cédula 40 (continuación)</b>	3 1/2	101.6	8.08	85.4
16	406.4	6.35	393.7	4	114.3	8.56	97.2		
18	457.2	6.35	444.5	5	141.3	9.52	122.3		
20	508.0	6.35	495.3	6	168.3	10.97	146.4		
24	609.6	6.35	596.9	8	219.1	12.70	193.7		
30	762.0	7.92	746.2	10	273.0	15.09	247.8		
<b>Cédula 20</b>	8	219.1	6.35	206.4	12	323.9	17.47	289.0	
10	273.0	6.35	260.3	14	355.6	19.05	317.5		
12	323.9	6.35	311.2	16	406.4	21.44	363.5		
14	355.6	7.92	339.8	18	457.2	23.82	409.6		
16	406.4	7.92	390.6	20	508.0	26.19	455.6		
18	457.2	7.92	441.4	24	609.6	30.96	547.7		
20	508.0	9.52	489.0	<b>Cédula 60</b>	8	219.1	15.09	198.9	
24	609.6	9.52	590.6	10	273.0	18.26	236.5		
30	762.0	12.70	736.6	12	323.9	21.44	281.0		
<b>Cédula 30</b>	8	219.1	7.04	205.0	14	355.6	23.82	308.0	
10	273.0	7.89	257.4	16	406.4	26.19	354.0		
12	323.9	8.38	307.1	18	457.2	29.36	398.5		
14	355.6	9.52	336.6	20	508.0	32.54	442.9		
16	406.4	9.52	387.4	24	609.6	38.89	531.8		
18	457.2	11.13	434.9	<b>Cédula 120</b>	4	114.3	11.13	92.0	
20	508.0	12.70	482.6	5	141.3	12.70	115.9		
24	609.6	14.27	581.1	6	168.3	14.27	139.8		
30	762.0	15.88	730.2	8	219.1	18.26	182.6		
<b>Cédula 40</b>	1/8	10.3	1.73	6.8	10	273.0	21.44	230.1	
1/4	13.7	2.24	9.2	12	323.9	25.40	273.1		
3/8	17.1	2.31	12.5	14	355.6	27.79	300.0		
1/2	21.3	2.87	15.8	16	406.4	30.96	344.5		
3/4	26.7	3.38	20.6	18	457.2	34.92	387.4		
1 1/8	33.4	3.98	26.6	20	508.0	38.10	431.8		
1 1/4	42.2	4.38	32.1	24	609.6	46.02	517.6		
1 1/2	48.3	5.08	38.1	<b>Cédula 140</b>	8	219.1	20.62	177.9	
2	60.3	5.54	49.2	10	273.0	25.40	222.2		
2 1/2	73.0	5.54	62.7	12	323.9	28.58	266.7		
3	88.9	5.49	77.9	14	355.6	31.75	292.1		
3 1/2	101.6	5.74	90.1	16	406.4	36.52	333.4		
4	114.3	6.02	102.3	18	457.2	39.69	377.8		
5	141.3	6.53	128.2	20	508.0	44.45	419.1		
6	168.3	7.11	154.1	24	609.6	52.39	504.8		
8	219.1	8.18	202.7	<b>Cédula 160</b>	1/8	21.3	4.78	11.7	
10	273.0	9.27	254.5	1/4	26.7	5.56	15.6		
12	323.9	10.31	303.3	3/8	33.4	6.35	20.7		
14	355.6	11.13	333.3	1/2	42.2	6.35	29.5		
16	406.4	12.70	381.0	5/8	48.3	7.14	34.0		
18	457.2	14.27	428.7	3/4	60.3	8.74	42.8		
20	508.0	15.09	477.8	1 1/8	73.0	9.52	54.0		
24	609.6	17.48	574.6	1 1/4	88.9	11.13	66.6		
<b>Cédula 60</b>	8	219.1	10.31	198.5	1 1/2	114.3	13.49	87.3	
10	273.0	12.70	242.6	2	141.3	15.88	109.5		
12	323.9	14.27	295.4	3	168.3	18.26	131.8		
14	355.6	15.09	325.4	4	219.1	23.01	173.1		
16	406.4	16.64	373.1	6	273.0	28.58	215.8		
18	457.2	19.05	419.1	8	323.9	33.34	257.2		
20	508.0	20.62	466.8	10	355.6	35.71	284.2		
24	609.6	24.61	560.4	12	406.4	40.49	325.4		
<b>Cédula 80</b>	1/8	10.3	2.41	5.5	14	457.2	45.24	366.7	
1/4	13.7	3.02	7.2	16	508.0	50.01	408.0		
3/8	17.1	3.20	10.7	18	609.6	59.54	490.5		
1/2	21.3	3.73	13.8						
3/4	26.7	3.91	18.9						
1	33.4	4.55	24.3						
1 1/8	42.2	4.85	32.5						
1 1/2	48.3	5.08	38.1						
2	60.3	5.54	49.2						
2 1/2	73.0	7.01	59.0						
3	88.9	7.62	73.7						

Fuente: CRANE. Aire comprimido

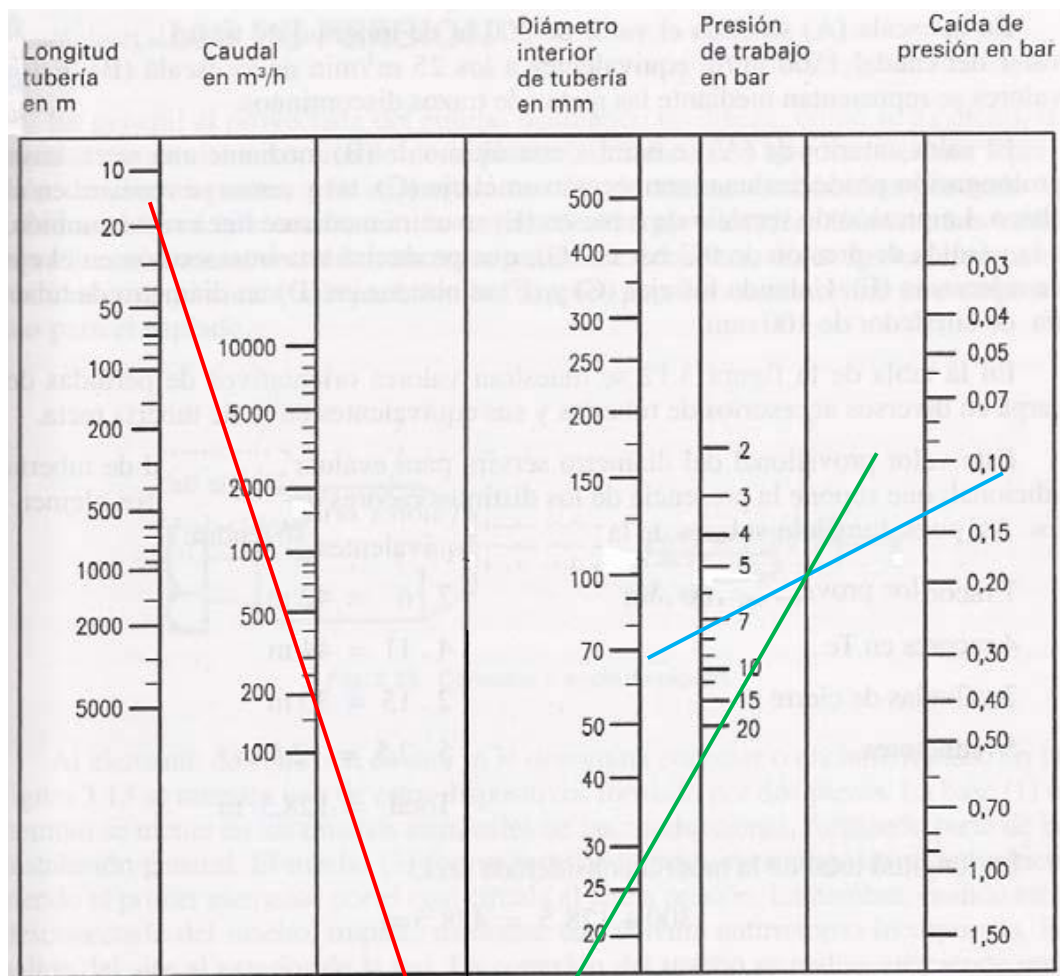
## ANEXO TT. Eficiencia politrópica e isentrópica.



Fuente: VILLAMARÍN, O. Diseño de una Plataforma Típica de Producción Petrolera en la Amazonia Ecuatoriana



**ANEXO UU.** Monograma de caída de presión en tuberías.



Fuente: CARNICE. Aire comprimido

**ANEXO VV.** Especificaciones técnicas de envasadora IS 2.

<b>MARCA:</b> SOCIETI PREPAC		
<b>MODELO:</b> PREPAC IS 2BSC		
<b>SERIE:</b> EQ 01		
<b>AIR COMPRIMÉ:</b> 6 kg/cm – 30 m³/h		
<b>PUISANCE:</b> 4 kw	<b>PH:</b> 3	<b>H<sub>z</sub>:</b> 60
<b>V:</b> 220	<b>A:</b> 10	

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**ANEXO WW.** Especificaciones técnicas de envasadora IS 5.

<b>MARCA:</b> SOCIETI PREPAC		
<b>MODELO:</b> PREPAC IS 5BSC		
<b>SERIE:</b> EQ 04		
<b>AIR COMPRIMÉ:</b> 6 kg/cm – 80 m <sup>3</sup> /h		
<b>PUISANCE:</b> 8 kw	<b>PH:</b> 3	<b>Hz:</b> 60
<b>V:</b> 220	<b>A:</b> 20	

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**ANEXO XX.** Especificaciones técnicas del homogenizador.

<b>MARCA:</b> FBF ITALIA		
<b>MODELO:</b> BM3		
<b>SERIE:</b> 9605448		
<b>AÑO DE CONSTRUCCIÓN:</b> 1996		
<b>CAPACIDAD:</b> 4000 l/h		
<b>PUISANCE:</b> 23KW	<b>PH:</b> 3	<b>Hz:</b> 60
<b>V:</b> 220	<b>A:</b> 82	

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

# ANEXO YY. Planilla de consumo eléctrico.

1	REPORTE DE ESTADO DE CUENTA	ABOREP	2011/07/08	8621m38
2				
3	EMPRESA ELECTRICA RIOBAMBA S.A.			
4	DIRECCION: LARREA 22 60 Y PRIMERA CONSTITUYENTE	RUC: 0690000512001		
5				
6	DATOS DE FACTURA			
7	NUMERO:001-039-006069810	AUT.SRI: 1109314609	VALIDEZ: 29/ FEB/ 201	
8	FECH:EMISION: 2011/07/07			
9				
10	ESTIMADO CLIENTE:			
11				
12	TENEMOS A BIEN REMITIRLE EL DETALLE DE LA PLANILLA CORRESPONDIENTE AL CONSUMO			
13	DEL MES DE JUNIO DE 2011, DE ACUERDO A LA SIGUIENTE DEMOSTRACION:			
14				
15				
16				
17	Nombre/Raz n Social: DR.FERNANDO GUERRERO BORJA Y COMPAN RUC 0690004887			
18	Direcci n:PARQUE INDUSTRIAL			
19				
20	Cuenta:	12669-8		
21	Medidor:	ZB 68877		
22	Tarifa:	IND		
23	Ruta:	RI0016 011-0011500		
24				
25				
26				
27	Lectura actual:	45421		
28	Lectura anterior:	45259		
29	Factor Multiplicaci n:	160,000		
30	Factor Correcci n:	1,0000		
31	Consumo (KWH):	25.920		
32	HISTORICO CNS	25.280	27.200	23.680
33	Demanda (KW):	128		
34	Factor Penalizaci n:	0,9662		
35	Factor Potencia:	0,9522		
36				
37				
38	VALORES FACTURADOS	VAL MES	VAL /	
39				
40	CONSUMO EN USD	1.581,12	1.581,1	
41	DEMANDA EN USD	613,12	613,1	
42	VALOR DE COMERCIALIZACION	1,41	1,4	
43	ALUMBRADO PUBLICO	201,56	201,5	
44	PERDIDAS EN EL TRANSFORMADOR	43,88	43,8	
45	CONTR.BOMBEROS (RIOBAMBA)	14,40	14,4	
46				
47	Total del Mes:	2.455,49		
48	Total por Mora:	0,00		
49	Deuda Anterior:	0,00		
50				
51	TOTAL FACTURADO:	2.455,49		
52	SALDO ACTUAL:	2.455,49		
53				
54				
55	AGRADECEREMOS QUE ESTE VALOR SEA CANCELADO HASTA EL: 29/JUL/2011 CASO			
56	CONTRARIO SE PROCEDERA AL COBRO DEL INTERES CORRESPONDIENTE			
57				
58				
59	ATENTAMENTE:			
60				
61	EMPRESA ELECTRICA RIOBAMBA S.A.			
62				

Fuente: Empresa Eléctrica Riobamba S.A. (E.E.R.S.A.)



## ANEXO ZZ. Informe técnico para la empresa "PROLAC".

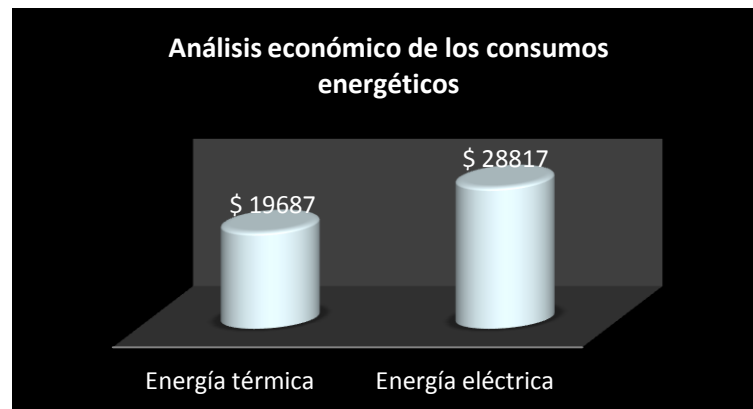
Mediante una inspección a la empresa "PROLAC", se pudo determinar que los sistemas intervenidos en el estudio del uso eficiente de la energía son: el sistema de vapor, de refrigeración, sistema neumático y sistema eléctrico.

Para lo cual se realizó un análisis de las condiciones de la empresa, de los principales procesos productivos que la misma realiza, de los equipos que componen los sistemas en proceso de estudio y de los consumos energéticos tanto térmicos como eléctricos.

Tabla 9. Datos de la industria láctea "PROLAC"

PRODUCTORA DE LÁCTEOS CHIMBORAZO "PROLAC"		
Horario de atención al cliente	08h00 a 14h00	
Horario de producción	Horas/día	11
	Días/semana	7
	Horas/año	4015
Número de trabajadores	25	
Capacidad de procesamiento anual	3650000 litros de leche/año	
Costo del consumo de energía	48503.45 \$/año	
Costo específico de energía	0.0133 \$/litro de leche procesada	

Figura 40. Análisis económicos de los consumos energéticos.

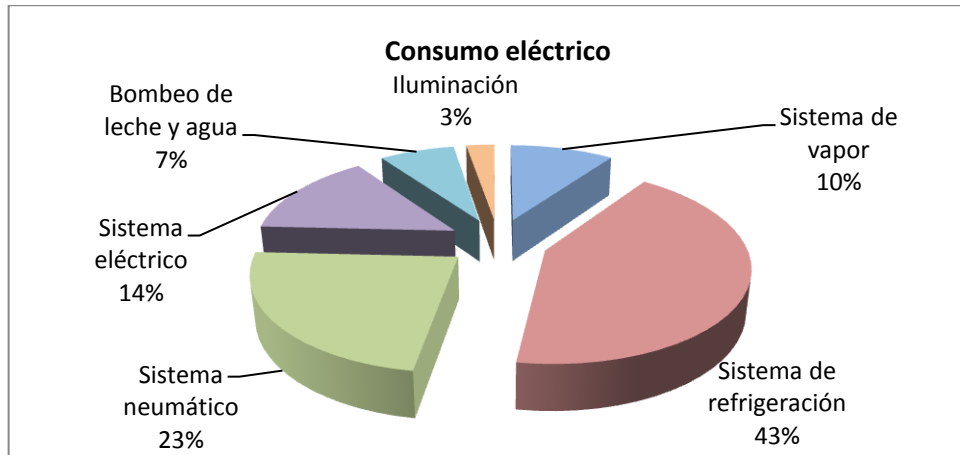


Por lo tanto el costo de energía en términos generales es de:

$$\$CE = 48504 \left[ \frac{\$}{\text{año}} \right]$$

De acuerdo a la siguiente gráfica se puede observar la influencia de cada uno de los sistemas en el consumo eléctrico.

Figura 41. Consumo eléctrico de cada uno de los sistemas de la planta.



### **Sistema de vapor.**

El corazón o punto neurálgico de este sistema es el caldero, por ende es allí donde se realiza el estudio de la eficiencia del equipo y así analizar el funcionamiento del sistema.

Los datos obtenidos mediante medición durante la auditoría son:

Tabla 10. Datos obtenidos durante la auditoría

TEMPERATURAS	VALORES OBTENIDOS
$T_{gc}$	298.8
$T_v$	158.1
$T_{sc}'$	43.3
$T_{sc}''$	63.1
$T_{cc}$	24.5
$T_a$	20.7
$T_{aa}$	32.2
$T_c$	89.3
$T_{mu}$	14.1

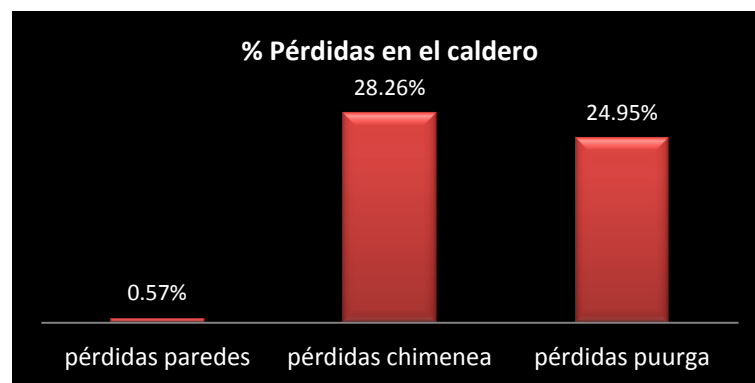
PARÁMETROS MEDIDOS	VALORES OBTENIDOS
% Oxígeno	10.88
%CO <sub>2</sub>	7.47
ppm CO	19
ppm SO <sub>2</sub>	103
ppm NO	52
% EffG	74.6
%Excess air	107

SDT	VALORES OBTENIDOS
Agua de alimentación	201
Agua de purga	7965

Por lo tanto de acuerdo a los datos anteriores se tiene que la eficiencia calculada por el método de pérdidas es de:

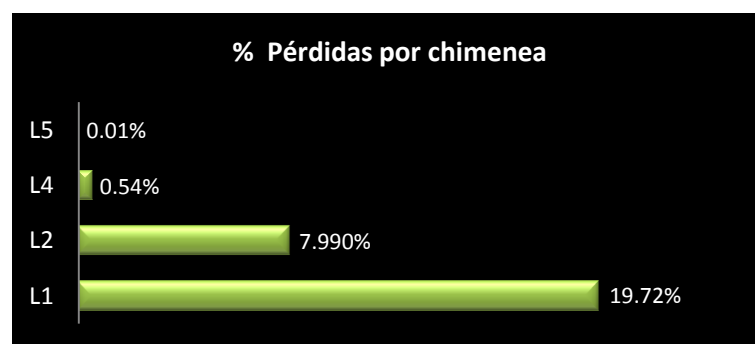
$$\eta_c = 46.21\%$$

Figura 42. Porcentaje de pérdidas en el caldero



La influencia de las pérdidas por chimenea se establece de la siguiente manera:

Figura 43. Porcentaje de pérdida por chimenea



Con el propósito de aumentar la eficiencia del caldero se ha analizado diferentes medidas de ahorro basadas en los principales parámetros los cuales influyen directamente en la eficiencia del mismo.

### **Temperatura de los gases de chimenea.**

Para éste se análisis se considera que la temperatura de los gases de chimenea  $T_{gc}$ , en la base de ésta, debe ser hasta  $52^{\circ}\text{C}$  mayor que la temperatura de vapor de agua  $T_v$  en el caldero, mientras que la relación que se obtuvo fue de  $140.7^{\circ}\text{C}$  valor que no se encuentra dentro del rango admisible del buen funcionamiento del equipo.

El valor excesivo de la temperatura en la salida de los gases de chimenea es debido a la acumulación de carbón el lado de fuego o a incrustaciones en el lado de agua por un mal tratamiento del agua de alimentación, el primer factor se debe al poco mantenimiento interno del caldero, el segundo se debe a los años de funcionamientos del ablandador y por lo tanto un desgaste de la resina del mismo.

La mejora de éste parámetro se basa en una limpieza interna del caldero y en la sustitución de la resina del ablandador, con lo cual se lograría una menor porcentaje de incrustaciones en los dos lados de los tubos del caldero con lo que se obtendría un ahorro económico dentro de la empresa.

Tabla 11. Temperatura de los gases de chimenea.

	Medida	Recomendada
Temperatura de los gases de chimenea	$298.1^{\circ}\text{C}$	$210.1^{\circ}\text{C}$

### **Exceso de aire.**

Un elevado exceso de aire es perjudicial dentro del proceso de combustión, ya que este aire es calentado en la cámara de combustión, provocando un aumento de las pérdidas por chimenea y disminuyendo la eficiencia del caldero.

Se recomienda un 20% en el exceso de aire para combustibles líquidos, con un valor de ceniza igual a cero.

Tabla 12. Valor de exceso de aire obtenido y recomendado.

	MEDIDA	RECOMENDADA
Exceso de aire	107%	20%

### **Temperatura del agua de alimentación.**

Una alternativa para el ahorro de energía en el sistema de vapor es el aumento de la temperatura del agua de alimentación disminuyendo así el consumo de combustible.

Si se estima que la  $m_{aa}$  que entra al caldero es del 100% y con las entalpías ya conocidas se puede determinar que el  $\%m_{mu}$  de agua de reposición es de 76%, mientras que el  $\%m_c$  porcentaje de agua de condensado es de 24% de la totalidad de la masa de agua de alimentación.

Si se aumenta la cantidad de masa de agua de condensado que retorna, aumenta la temperatura del agua de alimentación a 70 °C, esto se puede lograr con una revisión y adecuación de las trampas existentes

La masa de agua de condensado debe aumentar de 24% a 74.2% del total del agua de alimentación.

Al aumentar la temperatura del agua de alimentación en 70°C, se tiene un nuevo valor de la entalpía de agua de alimentación con el que se calcularía un valor diferente de consumo de combustible.

Tabla 13. Temperatura del agua de alimentación.

	MEDIDA	RECOMENDADA
Temperatura del agua de alimentación	14.1°C	70 °C

## Fugas de vapor

En las instalaciones del sistema de vapor se pudo encontrar durante las inspecciones la existencia de dos fugas de vapor en las válvulas mezcladoras de la sección yogur y quesería, debido a empaques en mal estado, los cuales deben ser cambiados sin mayor inversión económica.

Según estos parámetros a continuación se realiza mediante graficas un análisis de la variación de la eficiencia y del ahorro en la utilización de combustible.

Figura 44. Eficiencia obtenida y eficiencia mejorada

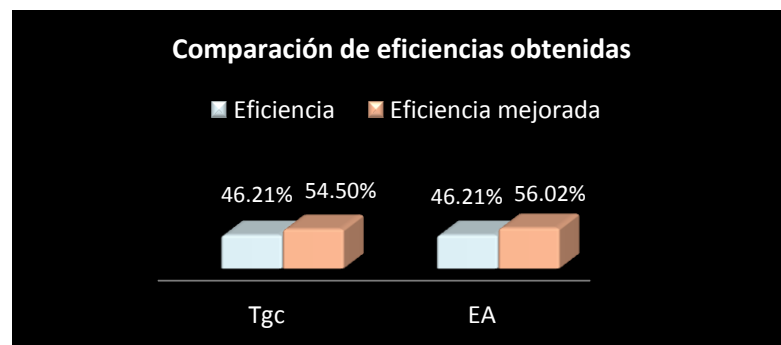
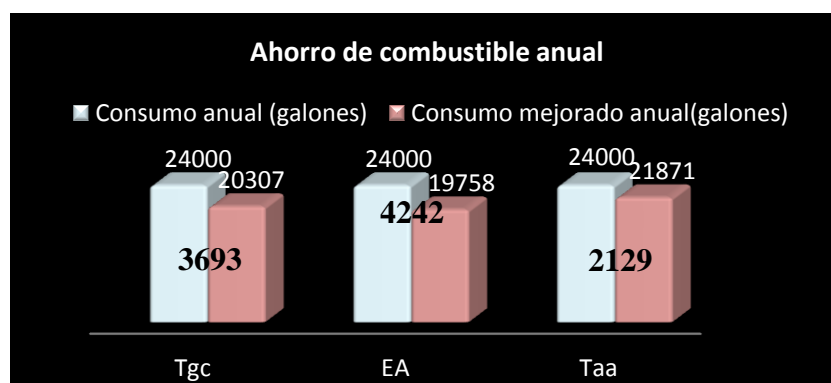


Figura 45. Ahorro de combustible anual debida a cada alternativa



En base a los resultados analizados se tiene que el ahorro económico en base a la disminución del consumo de combustible de acuerdo a cada medida de mejora ya antes analizada es el siguiente:

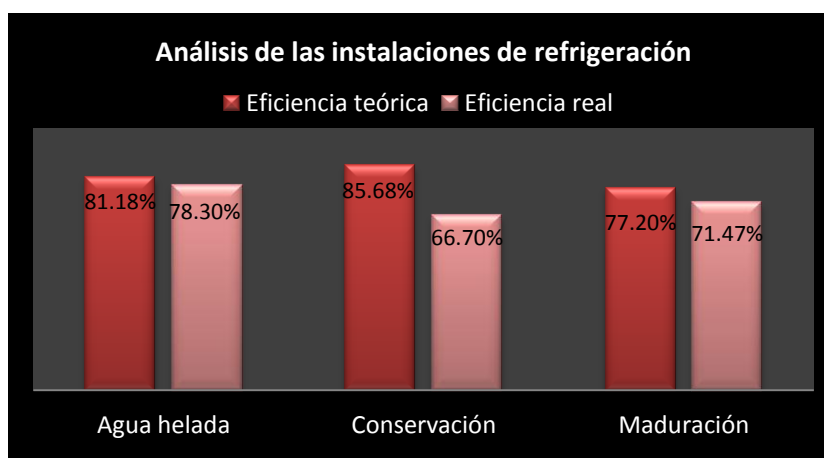
Figura 46. Ahorro económico debido a las alternativas de mejora propuestas.



### Sistema de refrigeración

El sistema de refrigeración está compuesto básicamente por tres aplicaciones: el banco de agua helada, la cámara de conservación de productos y la cámara de maduración de quesos, debido a que este estudio se basa en las eficiencias se realiza un análisis de la misma para las tres aplicaciones teniendo en cuenta su comportamiento teórico y real.

Figura 47. Análisis de las instalaciones del sistema de refrigeración.

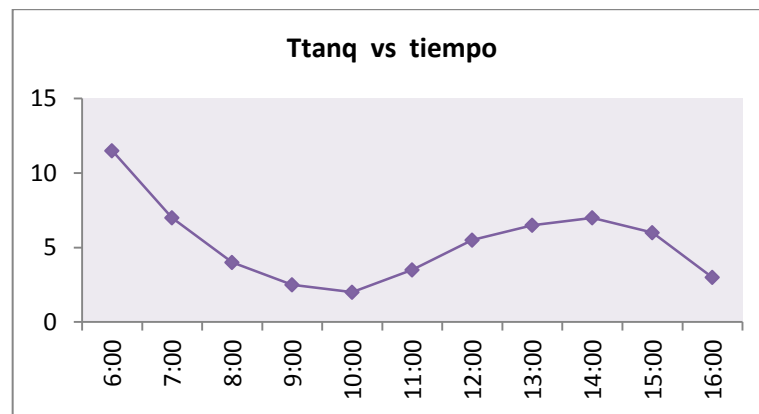


De acuerdo a la gráfica anterior las aplicaciones de análisis deberían ser las cámaras de conservación y maduración, pero durante la realización de éste proyecto se determinó que en el banco de agua helada se podría aplicar alguna mejora para el ahorro de energía. Por lo tanto las condiciones en las que se encontró éste sistema de refrigeración son las siguientes:

Tabla 14. Lectura de datos durante periodo de funcionamiento

TIEMPO	TEMPERATURA AMBIENTE °C	TEMPERATURA AGUA °C	PRESIÓN ALTA PSIG	TEMPERATURA ALTA °C	PRESIÓN BAJA PSIG
6:00	12	11.5	140	58	38
7:00	13	7	170	82	41
8:00	14	5	165	93	40
9:00	14	4	160	95	36
<b>10:00</b>	<b>15</b>	<b>2</b>	<b>170</b>	<b>100</b>	<b>34</b>
11:00	17.5	4.5	180	95	44
12:00	20	5.5	195	98	48
13:00	21	6.5	180	96	52
14:00	18	7	180	100	40
15:00	18	4	180	100	36
16:00	18	3	170	94	46

Figura 48. Curva  $T_{\text{tanq}}$  vs t.



### Cambio de régimen de trabajo.

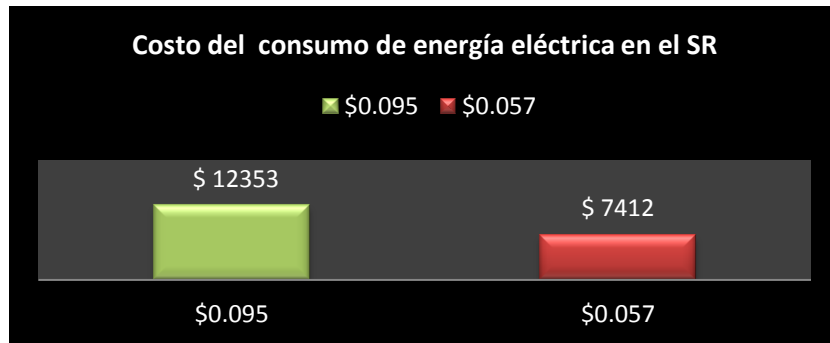
Entonces de acuerdo a esto se establece que en el banco de agua helada se puede implementar cambiar de régimen de trabajo como mejora para el ahorro de energía y económico en el sistema de refrigeración.

Ésta mejora consiste en que el equipo que conforma el banco de agua helada trabaje durante la noche, de tal manera que se forme una capa de hielo de  $1\frac{3}{4}$ " de espesor alrededor del serpentín, para que este sea utilizado en el proceso productivo de la mañana siguiente.



Se debe tener en cuenta que el cambio de horario gozaría de una tarifa diferencial para el horario nocturno comprendido entre las 22h00 y 07h00 de  $0.057 \frac{\$}{\text{kwh}}$ . De tal manera que si se pone en práctica esta mejora el ahorro que se obtendría es considerable.

Figura 49. Comparación de los costos de energía eléctrica en el SR.



Por lo tanto el ahorro que se produce en el sistema de refrigeración es de:

$$\text{\$AHORRO}_{\text{ENERGÍA-ELÉCTRICA}} = 4941 \left[ \frac{\$}{\text{año}} \right]$$

### Sistema neumático

La empresa cuenta con 4 compresores: tres reciprocantes y uno de tornillo, para alimentar la red neumática o de aire comprimido, la cual es utilizada principalmente por las cinco envasadoras y el homogenizador con las siguientes características:

Tabla 15. Características de los equipos neumáticos

EQUIPO NEUMÁTICO	PRESIÓN [bar]	CONSUMO ESPECÍFICO [m³/h]	DIÁMETRO ACTUAL [in]
PREPAC IS2 (1)	6	30	½
PREPAC IS2 (2)	6	30	½
PREPAC IS2 (3)	6	30	½
PREPAC IS2 (4)	6	30	¾
PREPAC IS5	6	80	½
HOMOGENIZADOR	6	15	¾

Para conocer el estado del sistema neumático se debió analizar parámetros tales como: la verificación del diseño de la red de aire comprimido, la existencia de fugas en el sistema y la potencia requerida por el mismo.

### Verificación del diseño de la red de aire comprimido.

Para verificar el diseño de la red se analizó diferentes factores que influyen directamente.

FACTORES ANALIZADOS	RESULTADOS
$Q_{ca}$	$138 \frac{m^3}{h}$
$\dot{m}_{aire}$	$115 \frac{Kg}{h}$
$P_{sn}$	7 bar
$L_{eq}$ [principal]	62.5 m
$L_{eq}$ [secundaria]	4.4 m
$\Delta P_{principal}$	0.026 bar
$\Delta P_{suministro}$	0.238 bar

Por lo tanto de acuerdo con los datos anteriores se evidenció que la tubería correspondiente al tramo secundario debe ser reemplazada por una de mayor diámetro es decir 1 in.

### Análisis de fugas.

Según los resultados arrojados por las pruebas hechas al sistema se demuestra que el 36.4% del aire liberado por el compresor se fuga, debiéndose sustituir empaques y accesorios en mal estado para que el porcentaje de fuga sea el recomendado o sea 10%.

### Potencia requerida

De acuerdo a los cálculos realizados se obtuvo que sistema neumático requiere de una potencia de 30 HP para su abastecimiento.

Según el concepto "2+1", esto significa instalar tres equipos de igual capacidad y que cada una de ellos sea capaz de suministrar la mitad de las necesidades totales de aire, por lo tanto dos compresores estarán en normal funcionamiento, mientras que el otro permanecerá en reserva. Entonces en base a esta recomendación se tiene que la empresa necesita tres compresores de 15 HP cada uno.

Mediante las alternativas de mejoras ya antes analizadas para el sistema neumático se realiza el análisis económico y de ahorro generado por las mismas.

Figura 50. Análisis económico de las medidas de mejora en el SN

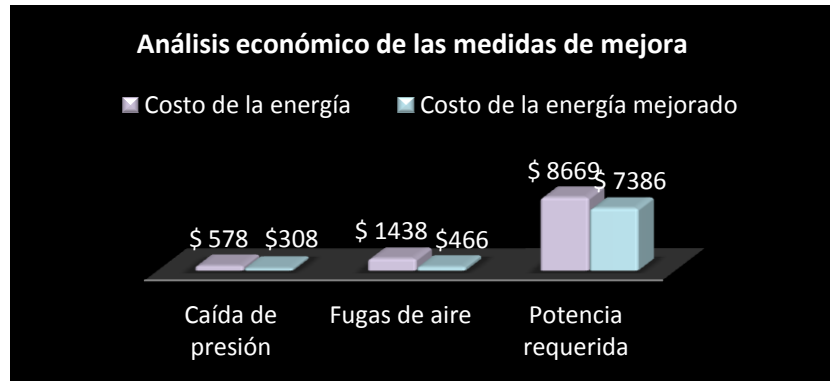
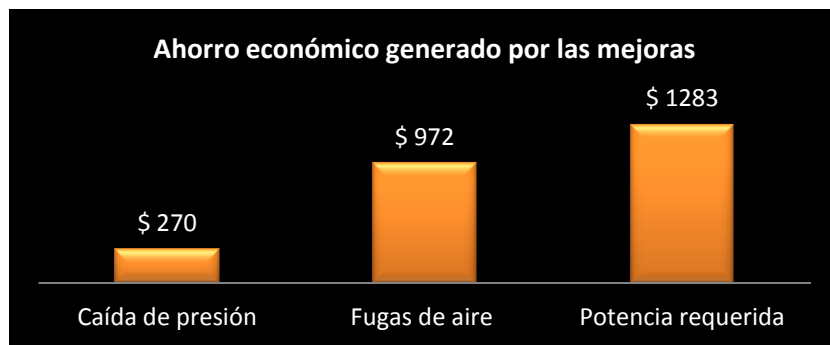


Figura 51. Ahorro económico generado por las alternativas de mejora.



### Sistema eléctrico

El sistema eléctrico compuesto por todos los equipos que generan fuerza dentro del proceso productivo.

Tabla 16. Equipos que componen el sistema eléctrico.

EQUIPO	Nº	P <sub>OUT</sub> [HP]	P <sub>OUT</sub> [kw]	P <sub>TOTAL</sub> [Kw]
Homogenizador	1	31	23	23
Centrífuga	1	34	25	25
Envasadora IS – 1	4	5	4	16
Envasadora IS – 5	1	11	8	8
				72

<b>EQUIPO</b>	<b>N°</b>	<b>P<sub>OUT</sub>[HP]</b>	<b>P<sub>OUT</sub>[kw]</b>	<b>P<sub>TOTAL</sub> [Kw]</b>
Recepción – balanza	1	1	0.745	0.745
Tina – preenfriador	1	1	0.745	0.745
Silo – tanque balanza	1	1	0.745	0.745
Tanque balanza – pasteurizador	1	1	0.745	0.745
Desodorizador – homogenizador	1	3	2.237	2.237
Silo – envasadoras	1	2	1.5	1.5
				6.737

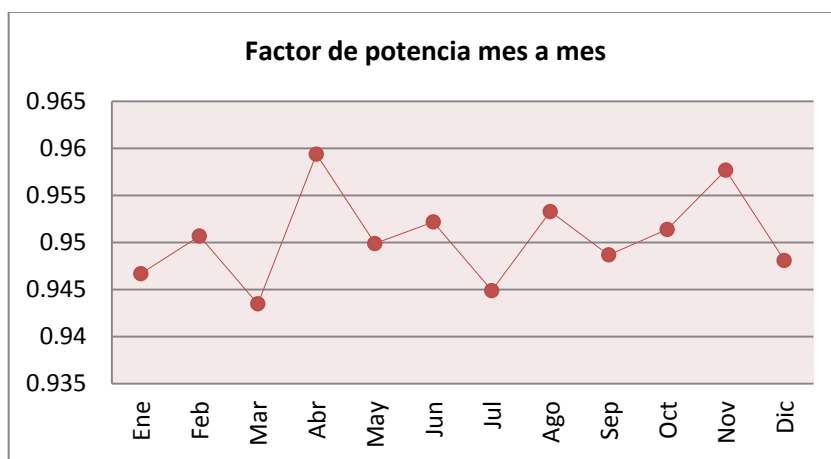
<b>EQUIPO</b>	<b>N°</b>	<b>P<sub>OUT</sub>[HP]</b>	<b>P<sub>OUT</sub>[kw]</b>	<b>P<sub>TOTAL</sub> [Kw]</b>
Cisterna – planta	1	2	1.5	0.745
Agua potable	1	3	2.237	0.745
Agua natural	1	1	0.745	0.745
Agua caliente	1	1	0.745	0.745
Recirculación envasadoras	1	2	1.5	1.5
Recirculación pasteurización	1	3	2.223	1.5
				8.974

Un funcionamiento ineficiente de estos equipos, son causante de pérdidas económicas para la industria debido a bajos factores de potencia. Los factores de potencia mes a mes se describen a continuación:

Tabla 17. Factor de potencia mes a mes.

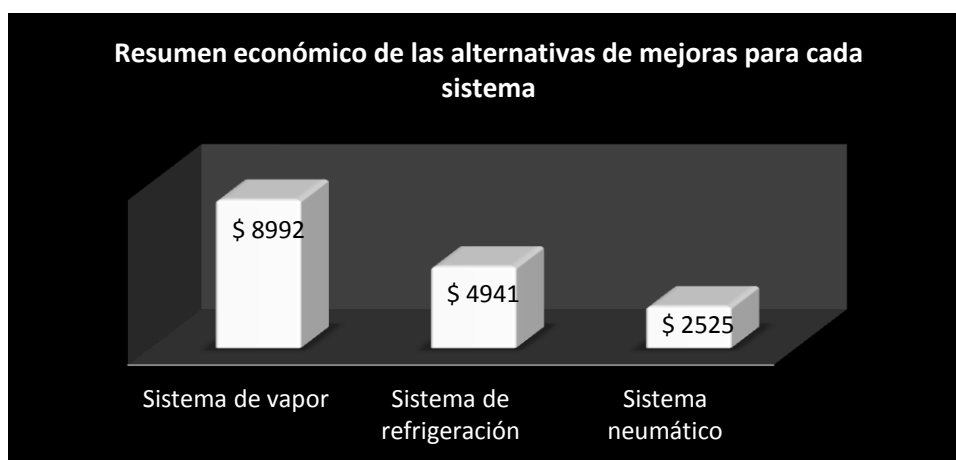
<b>MES</b>	<b>FACTOR DE POTENCIA</b>
Enero	0.9467
Febrero	0.9507
Marzo	0.9435
Abril	0.9594
Mayo	0.9499
Junio	0.9522
Julio	0.9449
Agosto	0.9533
Septiembre	0.9487
Octubre	0.9514
Noviembre	0.9577
Diciembre	0.9481

Figura 52. Factor de potencia mes a mes.



Por lo tanto la empresa trabaja con un factor de potencia promedio al mes de 0.9506.

En resumen las medidas de mejora para un uso eficiente de la energía representan el 34% del gasto total utilizado para el consumo de energías es decir un total de U. S. A. \$ 16458 al año.



**PLANOS**